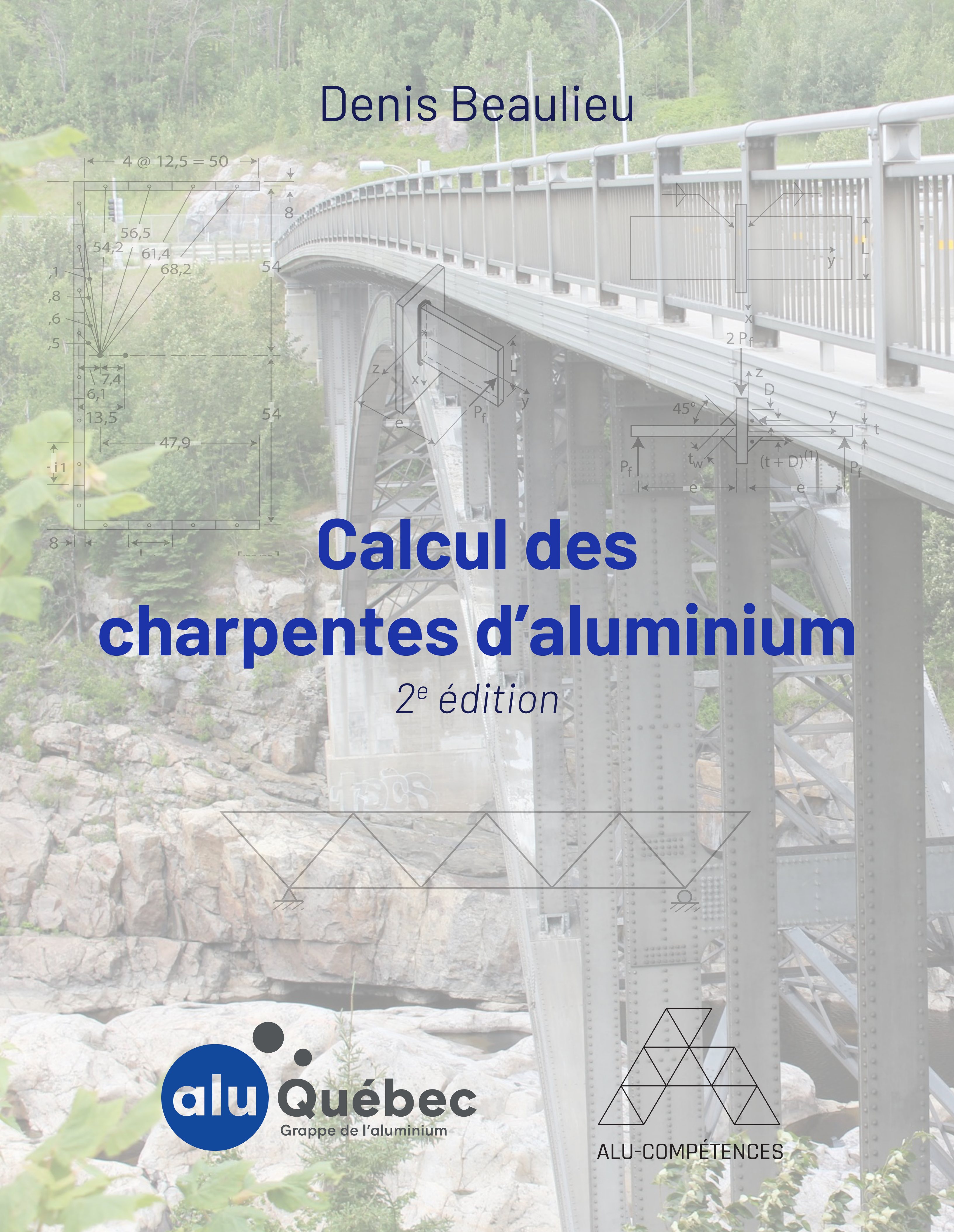


Denis Beaulieu

Calcul des charpentes d'aluminium

2e édition

alu Québec
Grappe de l'aluminium

ALU-COMPÉTENCES

Note

AluQuébec est fière d’offrir la 2e édition du livre *Calcul des charpentes d’aluminium* gratuitement afin de favoriser et de promouvoir l’utilisation de l’aluminium dans les infrastructures.

Rédigé par Denis Beaulieu, ce volume offre aux ingénieur(e)s civil et mécanique ainsi qu’à tous les professionnels concernés un outil de calculs pour les structures d'aluminium, en plus de fournir des notions techniques sur les principales caractéristiques du matériau.

Cette 2e édition en format numérique est disponible sur le portail Alu-Compétences d’AluQuébec; portail qui propose des contenus techniques et scientifiques sur l’aluminium pour les enseignants, les entreprises et les professionnels.

François Racine
Président-directeur général
AluQuébec

ISBN : 978-2-9822366-0-8

Denis Beaulieu

Calcul des charpentes d’aluminium

2e ÉDITION

DÉCEMBRE 2023

AVANT-PROPOS

C’est en œuvrant au sein du Comité scientifique du Centre québécois de recherche et de développement de l’aluminium (CQRDA; www.cqrda.ca), lorsque j’étais vice-doyen à la Recherche et au Transfert Technologique à la Faculté des sciences et de génie de l’Université Laval, que j’ai découvert l’univers de l’aluminium. Avant 1993, ce domaine ne m’avait pas encore attiré, occupé que j’étais à enseigner et à faire de la recherche sur les charpentes d’acier. Toute ma carrière professionnelle, depuis la fin de mon baccalauréat, avait donc été consacrée au développement de l’industrie de l’acier, un secteur fort, bien établi et bien structuré.

Ce simple contact avec un groupe de personnes issues de divers milieux, mais partageant un intérêt commun pour l’aluminium, m’a permis de pénétrer graduellement et timidement un milieu en émergence, accusant un sérieux retard dans l’enseignement et la recherche sur les applications structurales, ainsi que dans le développement d’outils promotionnels, comparé aux secteurs plus traditionnels que sont l’acier, le béton, le bois, et même les matériaux composites. Le CQRDA a été créé au début des années 1990 pour pallier, entre autre, à ces lacunes.

De retour à temps plein à l’enseignement et à la recherche en 1998, je me suis demandé comment je pourrais participer au développement de ce « nouveau » secteur d’activité autrement qu’en faisant un peu de recherche appliquée. C’est alors que j’ai pris conscience que le calcul des charpentes d’aluminium n’était enseigné dans aucun des programmes de génie civil ou de génie mécanique au Québec, et peut-être même au Canada. Seuls quelques enseignements sur la production et le traitement de l’aluminium étaient dispensés dans les divers programmes de génie métallurgique. Les principales raisons de cette lacune étaient, à mon avis, l’absence d’outils adaptés à l’enseignement pratique du calcul des charpentes d’aluminium dans les universités et collèges d’enseignement technique, un manque de motivation chez les enseignants, une méconnaissance des possibilités d’application du matériau de la part des ingénieurs de la pratique et un certain manque d’agressivité de la part de l’industrie de l’aluminium. Toutes ces causes sont, bien sûr, étroitement liées. On constate toutefois que la situation s’est améliorée rapidement depuis la création du CQRDA.

Ainsi germa l’idée de rédiger un volume qui a servi à la fois de manuel d’enseignement dans les collèges et les universités et de guide de calcul dans les bureaux de génie conseil. Ce volume était pour l’aluminium l’équivalent des volumes que mon collègue et ami André Picard et moi-même avons écrits à cette époque pour l'acier : Calcul aux états limites des charpentes d'acier, en 1981, et Calcul des charpentes d'acier, en 1991. Le volume était destiné aux ingénieurs et techniciens de la pratique, aux étudiants en génie civil et génie mécanique ainsi qu'à mes collègues de l'enseignement collégial et universitaire.

Mon premier objectif était de mettre à leur disposition un manuel permettant de résoudre les principaux problèmes liés au calcul des charpentes d'aluminium selon les plus récentes normes, tout en fournissant assez d'information pour qu'ils possèdent une bonne connaissance des principales caractéristiques du matériau. La norme de référence était la norme canadienne CAN/CSA-S157-05 (Strength design in aluminum), mais des passages étaient empruntés à d'autres normes et codes canadiens, américains et européens, selon les besoins et les circonstances. Il convient de noter que la norme CSA S157-05 n'était pas encore publiée, quoique passablement avancée dans sa préparation, lors de la sortie du volume en 2003. Certes, il aurait été intéressant de comparer les équations de calcul utilisées au Canada à celles de l'Aluminum Design Manual (Specifications for Aluminum Structures) utilisé aux États-Unis et à celles de l'Eurocode 9 (Design of aluminium structures) utilisé en Europe, mais cela aurait inutilement alourdi la présentation. Si le lecteur devait utiliser ces normes, il en comprenait plus facilement le contenu en se référant aux développements théoriques du volume. Tout comme les volumes sur le calcul des charpentes d'acier, celui-ci présentait, en effet, des développements théoriques qui se voulaient les plus complets possible ainsi que de nombreux exemples numériques qui ont servi de guides aux praticiens. Le volume a été initialement rédigé en français en 2003 puis a été traduit en anglais en 2006, de façon à atteindre le plus vaste auditoire possible au Canada et ailleurs.

Je n'ai pas jugé utile de répéter ici les remerciements adressés aux organismes qui ont contribué au développement du volume original, ni aux personnes et organismes qui ont soit fourni de l'information, accordé des droits de reproduction ou qui ont révisé les textes. Le lecteur pourra toujours consulter l'avant-propos du volume de 2003 à cet effet.

Le présent fichier, maintenant distribué gratuitement par AluQuébec (www.aluquebec.com), est essentiellement une mise à jour du volume Calcul des charpentes d'aluminium publié en 2003. Il fait références aux codes et normes les plus récents, particulièrement la norme S157-17/S157.1-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium/Commentaire sur CSA S157-17 Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium.

Je me dois de remercier très sincèrement AluQuébec et le CQRDA qui ont supporté financièrement ce projet, chacun à sa façon, ainsi que l'Association canadienne de normalisation (ACNOR/CSA) qui nous a autorisé à reproduire certains passages de ses normes sur l'aluminium structural.

Je remercie Mme Raphaëlle Prévost-Côté du CQRDA pour la saisie des textes, le graphisme et la mise en page du présent document. Je tiens à souligner sa patience et la grande qualité de son travail. En toute honnêteté, il me faut rappeler que la saisie des textes du document original (édition 2003 du volume Calcul des charpentes d'aluminium) a été effectuée par Mme Thérèse Gadbois et Mme Danielle Motard et que le graphisme a été réalisé par M. Jean Parent.

Mes plus sincères remerciements s'adressent, bien sûr, à ma conjointe Jeanne d'Arc Martin pour son soutien et ses encouragements au cours de ce long projet.

Denis Beaulieu, Ph.D., ing.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 5

CHAPITRE 9

Chapitre I

INTRODUCTION

1.1 Généralités

Le calcul aux états limites est maintenant utilisé dans à peu près tous les codes et normes, y compris les normes américaines, pour le dimensionnement des charpentes. Les ingénieurs américains favorisent toutefois la méthode de calcul aux contraintes admissibles, ce qui les oblige à développer leurs normes en tenant compte des deux méthodes. Le calcul aux contraintes admissibles n'est plus officiellement en usage au Canada, depuis le milieu des années 1970. La supériorité de la méthode de calcul aux états limites a été largement démontrée en raison du meilleur contrôle que peut exercer le concepteur sur la probabilité de ruine des ouvrages. Il est donc tout indiqué que la méthode utilisée dans le présent ouvrage soit la méthode de calcul aux états limites.

La problématique du système d'unités s'apparente à celle de la méthode de calcul. En effet, le système international d'unités est bien implanté au Canada comme ailleurs, depuis le début des années 1970. Les Américains font toutefois exception en continuant de favoriser l'usage des unités impériales dans leurs calculs. Le système international d'unités sera donc utilisé dans le présent ouvrage, ce qui ne devrait pas empêcher les utilisateurs d'autres systèmes de faire bon usage de l'information que ce fichier contient s'ils y voient un intérêt.

La question de la langue est facilement réglée puisque le présent document est ou sera produit dans les deux langues officielles du Canada. Les versions anglaise (à venir) et française seront conformes en tous points.

Le choix des normes de référence, par contre, est beaucoup plus problématique. Puisqu'il s'agit d'un ouvrage pratique traitant du dimensionnement et contenant de nombreux exemples de calcul d'éléments de charpentes, la référence à une ou plusieurs normes s'impose. L'objectif, au départ, était de couvrir à la fois les recommandations de la norme canadienne CAN/CSA-S157-17 *Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium*[1.1], de la norme américaine *Specifications for Aluminum Structures* contenue dans l'Aluminum Design Manual[1.2] et de la norme européenne, Eurocode 9 – *Design of Aluminium Structures*[1.3]. Le but avoué était de rejoindre le plus vaste auditoire possible. Une analyse plus poussée[1.4-1.7] a vite permis de démontrer qu'un tel projet n'était pas réaliste. Il en aurait résulté un ouvrage trop confus, répétitif et, en définitive, peu pratique. Bien que la théorie qui sous-tend chacune de ces normes soit en fait la même et que les buts visés soient identiques, les différences à tous les niveaux sont trop grandes pour être comparées et discutées dans un ouvrage qui se veut simple et pratique.

Comme ce fut le cas en 2003 lors de la publication de la première édition du volume *Calcul des charpentes d'aluminium*, il a été convenu d'utiliser à nouveau la norme canadienne CAN/CSA-S157 dans sa plus récente édition[1.1] comme norme de référence principale et de se référer, à l'occasion, à d'autres normes et codes canadiens, américains et européens pour des compléments d'information. Les calculs seront donc essentiellement basés sur la norme canadienne qui, il convient de le souligner, est tirée de la norme ISO[1.8]. La théorie présentée dans ce fichier est toutefois universelle et rejoint l'ensemble des normes. Le présent fichier fait d'ailleurs la synthèse d'un grand nombre d'ouvrages publiés principalement en Europe et aux États-Unis.

1.2 CONTENU DU FICHIER

Les produits d'aluminium sont de plus en plus utilisés comme éléments structuraux dans les applications de génie civil. On assiste présentement à un transfert, vers l'industrie de la construction, des connaissances développées par les industries de l'aéronautique, du rail, de l'automobile et du transport maritime pour la fabrication de véhicules légers. L'aluminium semble suivre une voie semblable à celle des matériaux composites.

Dans le but d'assister le concepteur dans le choix de ses matériaux et dans ses calculs, divers ouvrages ont été publiés, entre autres, sur l'acier, le béton et le bois. Depuis un peu moins de deux décennies, quelques manuels et documents traitant du calcul des charpentes d'aluminium ont été produits, du moins au Canada. L'industrie canadienne de l'aluminium ne possède toujours pas de manuel tel le *Handbook of Steel Construction (HSC)*[1.9] qui facilite grandement les calculs en fournissant une grande quantité de tableaux et de renseignements qui supplémentent la norme de calcul. L'ouvrage le plus consulté, qui s'apparente au *Handbook of Steel Construction* est l'*Aluminum Design Manual*[1.2] pour les concepteurs de charpentes d'aluminium. Le HSC présente une grande quantité de sections standards disponibles, ce dont ne dispose pas l'aluminium, à l'exception de quelques répertoires et autres documents préparés par AluQuébec et rendus disponibles sur leur site web (www.aluquebec.com). Il existe un certain nombre de sections que les fournisseurs rendent disponibles, mais en raison de la facilité de concevoir et de livrer de nouvelles sections, seules quelques sections standard sont offertes, puisque des concepts économiques peuvent être développés sur demande.

Le présent ouvrage a donc pour but de combler une certaine lacune, du moins au Canada, et d'assister le concepteur de charpentes d'aluminium dans ses travaux. Le lecteur commencera à prendre conscience de l'importance de l'aluminium à la lecture du premier chapitre, mais c'est au deuxième qu'il apprendra à vraiment connaître le matériau. Ce long chapitre peut servir à un cours d'introduction générale de plusieurs heures sur l'aluminium en tant que matériau, en génie, ou servir de guide aux praticiens.

Le lecteur cheminera ensuite en prenant connaissance, dans le chapitre 3, des principes qui régissent le calcul des charpentes; ces principes s'appliquent pratiquement à tous les types de matériaux de construction, mais certaines particularités sont propres à l'aluminium. Il trouvera, dans les trois chapitres suivants, une description détaillée du calcul des diverses pièces susceptibles de faire partie d'une charpente d'aluminium soit, dans l'ordre, les pièces en traction, en compression pure, en torsion, en flexion pure, en cisaillement et en flexion composée. Les chapitres 7 et 8 l'informeront sur les moyens existants pour assembler les différents éléments de charpentes. Ces deux longs chapitres passent en revue les particularités des assemblages mécaniques et des assemblages soudés. Le chapitre 9, sur la fatigue, complète enfin le tableau. Ce n'est pas par hasard qu'un chapitre complet est consacré à cette problématique. L'aluminium est, en effet, particulièrement sensible à la fatigue.

1.3 SYSTÈME INTERNATIONAL D'UNITÉS (SI)

Pour le lecteur qui n'est pas encore très familier avec les unités internationales, il convient de rappeler les unités du SI les plus utilisées dans le calcul des charpentes et de fournir quelques équivalences utiles avec le système impérial (tableau 1.1).

Les unités les plus courantes sont le mètre (m), unité de longueur, le kilogramme (kg), unité de masse, et le newton (N), unité de force. Le newton est la force qui communique à un corps ayant une masse d'un kilogramme, une accélération d'un mètre par seconde carrée ($1N = 1\ kg{\cdot}m/s^2$). L'accélération due à la gravité terrestre étant de $9{,}81\ m/s^2$, une masse d'un kilogramme exerce donc une force de 9,81 newtons. En conséquence, si les charges sont données en kilogrammes (kg), en kilogrammes par mètre (kg/m) ou en kilogrammes par mètre carré (kg/m^2), il faut les multiplier par 9,81 pour obtenir les forces que ces charges exercent en newtons (N), en newtons par mètre (N/m), ou en newtons par mètre carré (N/m^2).

TABLEAU 1.1 Unités courantes et équivalences

$1\ m = 10^3\ mm$	$1\ po = 25{,}4\ mm$
$1\ kN = 10^3\ N$	$1\ pi = 0{,}3048\ m = 304{,}8\ mm$
$1\ kN \cdot m = 10^6\ N \cdot mm$	$1\ lb = 4{,}45\ N$
$1\ kN/m = 1\ N/mm$	1 kip (1000 lb) = 4,45 kN
$1\ Pa = 1\ N/m^2$	$1\ kip \cdot pi = 1{,}36\ kN \cdot m$
$1\ kPa = 1\ kN/m^2$	$1\ kip/pi = 14{,}6\ kN/m = 14{,}6\ N/mm$
$1\ MPa = 1\ MN/m^2$	$1\ kip/pi^2 = 47{,}9\ kN/m^2 = 47{,}9\ kPa$
$1\ MPa = 1\ N/mm^2$	$1\ kip/po^2$ (ksi) $= 6{,}9\ MPa$

Les préfixes les plus utilisés sont les lettres minuscules k et m pour kilo (10^3) et milli (10^{-3}), et la lettre majuscule M pour méga (10^6). Par exemple, un millimètre (mm) est égal à 10^{-3} mètre alors qu'un méganewton (MN) est égal à 10^6 newtons.

Dans le système international, l'unité de contrainte ou de pression est le pascal (Pa) qui est égal à un newton par mètre carré (1 Pa = 1 N/m^2). Comme cette unité est très petite, dans le calcul des charpentes on utilise le mégapascal (MPa) qui est égal à un newton par millimètre carré (1 MPa = 1 MN/m^2 = 10^6 N/m^2 = 1 N/mm^2).

Généralement, dans le calcul des charpentes, on exprime les longueurs en mètres (m), les forces en kilonewtons (kN), les moments fléchissants en kilonewtons-mètres (kN·m), les charges par unité de longueur en kilonewtons par mètre (kN/m), les charges par unité de surface en kilonewtons par mètre carré (kN/m^2 = kPa), les contraintes en mégapascals (MPa) et les déplacements translationnels dus aux déformations en millimètres (mm). Pour les dimensions et les propriétés géométriques des sections en aluminium, on utilise le millimètre (mm) comme unité. Afin de travailler avec des données numériques ne contenant pas plus de cinq ou six chiffres, il est souvent nécessaire d'utiliser le facteur 10. Dans ce cas, il a été convenu que ce facteur doit être élevé à une puissance qui est un multiple de 3.

Passerelle de la rivière aux Sables, Jonquière, Québec PHOTO – DENIS BEAULIEU

1.4 HISTORIQUE

Il est assez étonnant de constater qu'en dépit du fait que l'aluminium constitue près d'un douzième de l'écorce terrestre, il ait été le dernier des matériaux structuraux à avoir été mis en œuvre. La raison est que l'aluminium n'existe pas à l'état libre, mais en combinaison avec l'oxygène et d'autres éléments. Or, les composantes de l'aluminium sont très stables et requièrent une très forte quantité de chaleur et d'énergie pour être réduites. Ainsi, un procédé plus complexe que ceux requis pour produire les autres matériaux est nécessaire pour produire l'aluminium, ce qui eut comme conséquence de retarder son développement.

L'histoire de l'aluminium est donc toute récente [1.10, 1.11, 1.12]. C'est au début du XIXe siècle, en Angleterre, que petit à petit on parvint à concentrer ce qui en apparence était un nouveau métal qu'on appela aluminum. Il est intéressant de constater que les Américains continuent d'appeler le métal aluminum, alors que les Britanniques et pratiquement toutes les autres nations l'appellent aluminium. C'est d'abord au Danemark, puis en Allemagne, que l'on réussit en premier à produire l'aluminium en laboratoire, mais c'est un Français, du nom d'Henri Sainte-Claire Deville, qui amorça la production industrielle de l'aluminium en 1855. Il présenta le premier lingot produit par son usine à l'Exposition mondiale de Paris, la même année, et fit sensation. En raison de sa rareté et de ses coûts élevés de production, l'aluminium était considéré, à l'époque, comme un métal précieux. Il ne faut donc pas s'étonner que l'empereur Napoléon III ait été un des premiers bons clients du producteur français.

Jusque-là, le développement de l'aluminium semblait être l'affaire des Européens. Il fallut attendre 1886 pour assister à la mise au point du premier procédé électrolytique qui allait ouvrir la voie à la production industrielle de l'aluminium, telle qu'on la connaît aujourd'hui. Phénomène assez étrange, le même procédé a été inventé simultanément et indépendamment de chaque côté de l'Atlantique, par un Français, Paul Louis Toussaint Héroult, et un Américain, Charles Martin Hall. Le procédé de ce dernier allait être adopté par une compagnie américaine qui s'appelle aujourd'hui ALCOA, *The Aluminum Company of America*. C'est cette même compagnie qui allait plus tard donner naissance à l'ALCAN, *The Aluminum Company of Canada*. Phénomène tout aussi étrange, Hall et Héroult sont nés la même année, en 1863, ont étudié le même sujet, obtinrent des résultats équivalents en même temps, ont fait la promotion de technologies innovatrices équivalentes et moururent la même année, en 1914, à l'aube de la Première guerre mondiale pendant laquelle l'aluminium allait pour la première fois être utilisé sur une grande échelle.

L'électrolyse était rendue possible, sur une base industrielle, grâce au développement simultané de la dynamo par General Electric et Siemens. Il ne restait plus qu'une seule étape à franchir pour produire l'aluminium de façon économique, soit l'extraction sur une grande échelle de l'alumine raffinée à partir de son minerai. C'est un Autrichien, Karl Joseph Bayer, qui développa en 1892 un procédé efficace, faisant appel à la soude caustique pour extraire l'alumine de la bauxite. Toutes les usines de production de l'aluminium du monde utilisent encore essentiellement les procédés développés par Bayer, Hall et Héroult entre 1886 et 1892.

Depuis cette époque, le développement de l'aluminium est fulgurant. De nos jours, si on se limite aux métaux, l'aluminium ne cède sa place qu'à l'acier et, si on mesure en termes de volume plutôt que de poids, l'aluminium excède en quantité tous les autres métaux non ferreux combinés[1.10]. En 1918, on produisait 180 000 tonnes métriques (TM) d'aluminium. Depuis ce temps et jusqu'au milieu des années 1970, la consommation annuelle d'aluminium connut une croissance moyenne supérieure à 8 % par année et un taux moindre par après, pour atteindre près de 24 millions de TM en 1995, dans le monde occidental seulement[1.13].

Aujourd'hui, la production mondiale est de l'ordre de 70 M de TM avec plus de 55 % du total produit en Chine. La production annuelle des neuf alumineries du Québec est de l'ordre de 3 M de TM. Environ 75 % de l'aluminium produit depuis 1888 est encore utilisé. Sur le plan environnemental, la performance des alumineries du Québec est remarquable puisqu'elles ne produisent que 2,0 T de GES/TM, comparé à 15 T GES/TM pour la Chine. Le lecteur est invité à consulter les sites web d'AluQuébec (www.aluquebec.com) et de l'Association de l'Aluminium du Canada (www.aluminium.ca) pour plus d'information de ce genre sur l'Aluminium.

1.5 CARACTÉRISTIQUES ET DÉBOUCHÉS DE L'ALUMINIUM

La popularité de l'aluminium est attribuable à ses multiples propriétés physiques et mécaniques qui lui confèrent un caractère unique.

Faible poids vs haute résistance

L'aluminium possède une densité approximativement égale au tiers de celle de l'acier, tout en ayant des alliages dont la résistance est comparable à celle de plusieurs nuances d'aciers commerciaux. C'est la raison pour laquelle l'aluminium est largement utilisé en aéronautique, dans la construction navale, dans la construction automobile, de même que dans l'industrie du rail. La légèreté et la résistance de l'aluminium le rendent aussi attrayant pour certaines applications structurales relevant du génie civil où ces caractéristiques sont requises.

Résistance à la corrosion

La surface de l'aluminium s'oxyde au contact de l'air, lui permettant de résister plus facilement aux attaques atmosphériques. Cette couche d'oxyde est très résistante, même dans les milieux marins et industriels. Cette caractéristique assure à l'aluminium de nombreux débouchés, non seulement dans les domaines de la construction mais aussi dans celui de l'emballage.

Hautes conductivité électrique et conductibilité thermique

L'aluminium a de nombreuses applications dans les secteurs des produits électriques et thermomécaniques en raison de ses conductivité électrique et conductibilité thermique élevées.

Facilité de fabrication

L'aluminium est un matériau qui se travaille très bien, ce qui le rend attrayant pour une multitude d'applications. Il peut être laminé en feuilles extrêmement minces, en plus d'être facile à couler et à forger. Un des grands avantages de l'aluminium sur l'acier est la possibilité de réaliser des profilés par extrusion.

Multiplicité d'alliages

Le point de fusion modéré de l'aluminium facilite l'élaboration d'alliages. Il est par conséquent facile de trouver un alliage correspondant à des critères précis de conception.

Grande réflectivité

Cette propriété fait de l'aluminium un matériau décoratif idéal.

Grande élasticité

L'élasticité de l'aluminium le rend intéressant pour certaines structures soumises à des chocs. L'aluminium a, en effet, un module élastique particulièrement bas, si on le compare à l'acier. Cette propriété, par contre, peut aussi limiter les applications de génie, comme on le verra plus loin.

Facilité de recyclage

L'aluminium est entièrement et facilement recyclable, ce qui en fait un matériau écologique.

La liste des caractéristiques de l'aluminium est beaucoup plus longue que celle qui est présentée plus haut. La présente section ne sert, en fait, que d'introduction à une description plus complète et détaillée des propriétés et des débouchés de l'aluminium, que le lecteur trouvera dans le chapitre 2.

RÉFÉRENCES

[1.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022)***, Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[1.2] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual, Part 1 – B Specification for aluminum structures***, Washington, D.C., 2020.

[1.3] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules***, ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007.

[1.4] MASSÉ, S. ET BEAULIEU, D., ***Comparaison des normes sur le calcul des pièces comprimées en aluminium***, Rapport GCT-99-24, Département de génie civil, Université Laval, Québec, Canada, 1999.

[1.5] MASSÉ, S. ET BEAULIEU, D., ***Comparaison des normes sur le calcul des poutres en aluminium, Rapport GCT-99-25***, Département de génie civil, Université Laval, Québec, Canada, 1999.

[1.6] LAROUCHE, N. ET BEAULIEU, D., ***Comparaison des normes sur les assemblages boulonnés en aluminium***, Rapport GCT-99-26, Département de génie civil, Université Laval, Québec, Canada, 1999.

[1.7] LAROUCHE, N. ET BEAULIEU, D., ***Comparaison des normes sur les assemblages soudés en aluminium***, Rapport GCT-99-27, Département de génie civil, Université Laval, Québec, Canada, 1999.

[1.8] INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDIZATION, ***Aluminium structures – Material and design – Ultimate limit state under static loading***, ISO/TR 11069 : 1995 (E), Genève, Suisse, 1995.

[1.9] CANADIAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, ***Handbook of steel construction*** – 12e édition, Willowdale, Ontario, 2021.

[1.10] ALTENPOHL, D.G., ***Aluminum : technology, applications, and environment – A profile of a modern metal***, 6e édition, The Aluminum Association Inc., Washington DC, É.U, 1998.

[1.11] MAZZOLANI, F.M., ***Aluminium alloy structures,*** 2e édition, E & FN SPON, 1995.

[1.12] HABASHI, F., ***Cahier d'histoire de l'aluminium***, Institut pour l'histoire de l'aluminium, Paris, La Défense, 1994.

[1.13] SHARP, M.L., ***Behavior and design of aluminum structures,*** McGraw Hill Inc, 1993.

Chapitre 2

L'ALUMINIUM ET SES PROPRIÉTÉS

2.1 INTRODUCTION

Au moment de la conception d'un ouvrage, l'ingénieur doit faire un choix éclairé de matériaux. Il doit, par conséquent, bien connaître les caractéristiques de chacun des matériaux de construction disponibles sur le marché : les propriétés physiques et mécaniques, les formes et la disponibilité des produits, les coûts, les avantages comparatifs et les utilisations antérieures. C'est ce que le présent chapitre s'applique à présenter pour l'aluminium.

Ce chapitre n'a pas la prétention de couvrir l'ensemble du sujet. Il ne faut pas perdre de vue que l'objectif du présent ouvrage est d'offrir à l'ingénieur concepteur un outil pour le calcul des charpentes d'aluminium et, au professeur, un outil de formation générale. Il ne s'agit pas d'un traité de métallurgie. C'est pourquoi seule l'information pertinente sera présentée. Le lecteur qui voudra pousser plus loin ses connaissances sur le matériau aura tout intérêt à se référer aux manuels plus spécialisés déjà disponibles sur le marché.

2.2 PRODUCTION DE L'ALUMINIUM

2.2.1 Le minerai

Après l'oxygène et la silice, l'aluminium est l'élément que l'on trouve le plus fréquemment sur le globe, mais il n'existe pas à l'état pur. On trouve l'aluminium principalement dans un minerai appelé bauxite. La bauxite se présente sous forme de poudre, de granules, de roches ou d'argile, et peut être de couleur crème, rouge, brune, jaune ou grise. C'est à Les Baux de Provence, dans le sud de la France, qu'a été découvert, en 1821, le premier gisement de bauxite.

La bauxite utilisée pour produire l'aluminium contient entre 45 et 60 % en poids d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), communément appelé alumine. Les différentes formes et couleurs proviennent des autres constituantes, dont les principales sont l'oxyde de fer, l'oxyde de silicium, l'oxyde de titane et l'eau. Il est facile d'exploiter les gisements de bauxite puisqu'ils se trouvent généralement près de la surface. Avant d'être envoyé à l'usine pour en extraire l'alumine, le minerai est d'abord broyé pour faciliter son traitement dans les étapes subséquentes.

Du minerai au produit fini, l'aluminium doit subir une série de traitements qui dépendent largement les uns des autres. La figure 2.1 illustre les principales étapes de production de l'aluminium.

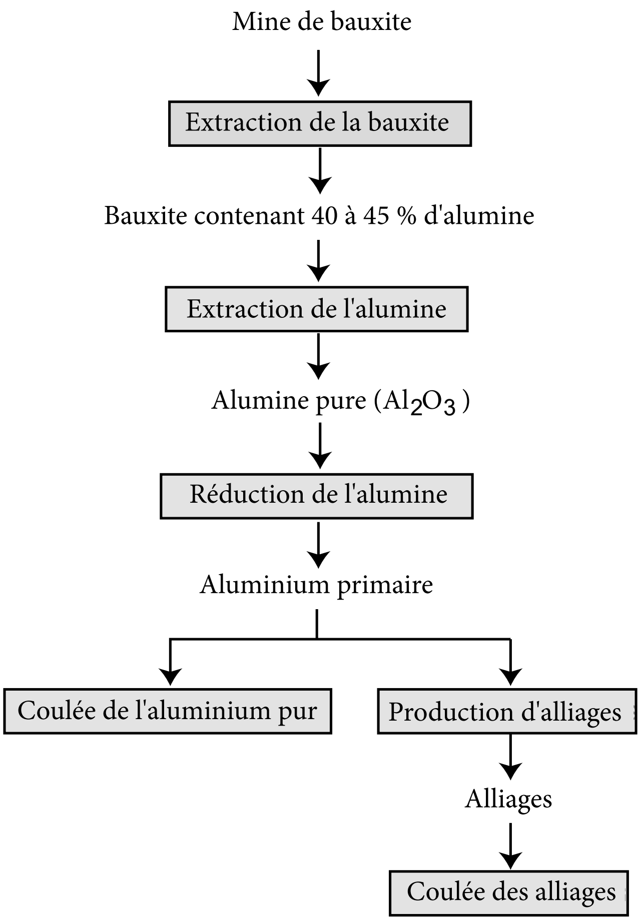


FIGURE 2.1 Étapes de production de l'aluminium

2.2.2 Traitement du minerai

Pour extraire l'alumine de la bauxite, on utilise généralement le procédé Bayer dont les principales étapes sont présentées sur la figure 2.2. Le procédé a subi de nombreuses améliorations depuis sa création, mais demeure toujours un procédé relativement complexe. Il doit, de plus, être adapté à chaque type de bauxite.

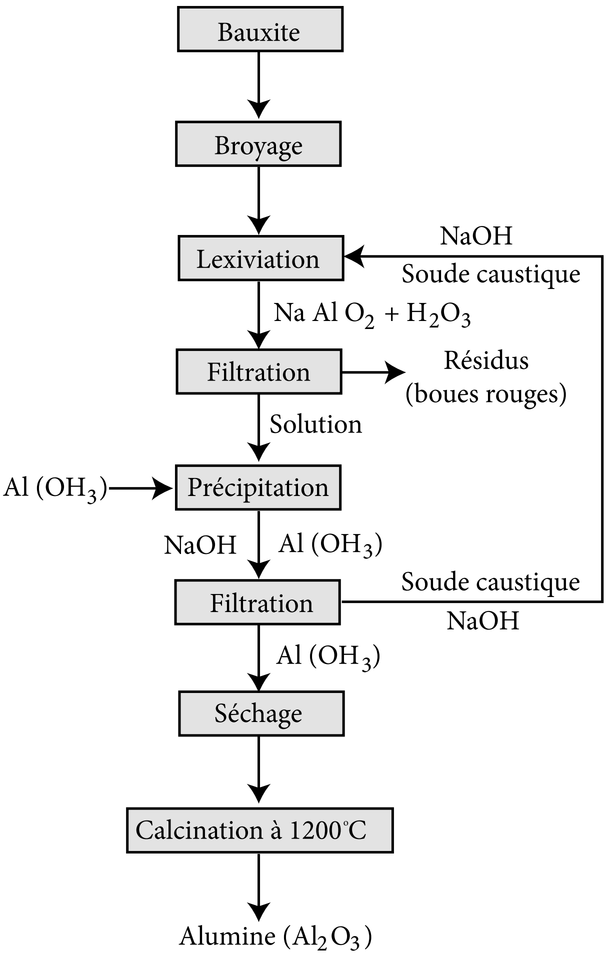


FIGURE 2. 2 Traitement de la bauxite

La bauxite broyée qui entre dans l'usine en ressort sous forme d'alumine, une substance chimique constituée d'aluminium et d'oxygène fermement liés, prête à subir la prochaine étape qui est celle de l'électrolyse. L'alumine se présente alors sous forme de fine poudre blanche. Il faut de 2 à 3 kg de bauxite pour produire 1 kg d'alumine et de 1 à 2 kg de résidu. Le résidu prend la forme d'une boue rouge qui est pompée dans d'immenses bassins. Ces boues, qui doivent leur couleur à la présence de l'oxyde de fer, représentent un problème environnemental en raison de leur très grande quantité et parce qu'on n'a pas encore trouvé de moyen pour les recycler.

Pour le lecteur qui voudrait pousser plus loin l'étude du procédé Bayer, une description plus détaillée peut être trouvée dans d'autres ouvrages [2.1, 2.2].

2.2.3 Réduction de l'alumine

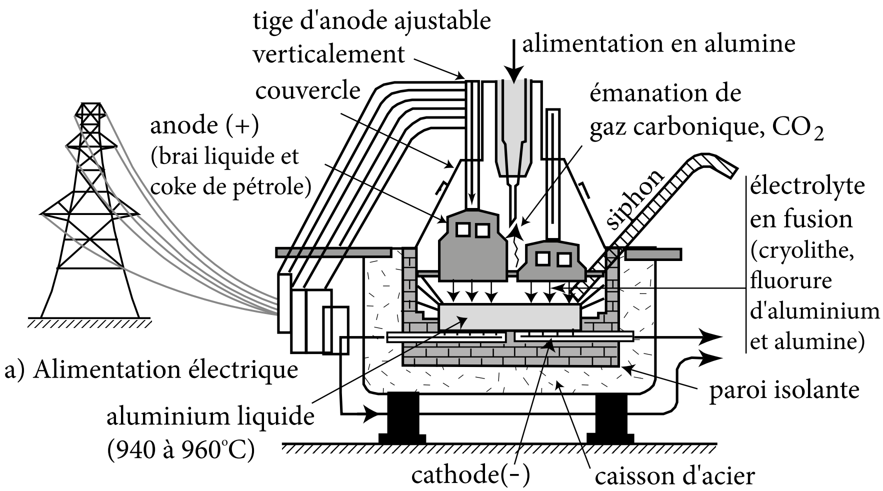
L'alumine est transportée par convoyeur à l'usine de réduction, communément appelée aluminerie, si cette dernière est située à proximité de l'usine de traitement du minerai, ou elle est expédiée par rail ou par mer. La plupart des alumineries utilisent le procédé Hall-Héroult pour finalement transformer l'alumine en aluminium (figure 2.3).

Les alumineries sont de très longues usines qui alignent plusieurs cellules électrolytiques que traverse un courant continu pouvant être aussi élevé que 300 000 A. Chaque cuve comprend deux parties principales. Une électrode négative, appelée cathode, qui est constituée d'un caisson d'acier revêtu à l'intérieur d'un produit réfractaire et de carbone, et une électrode positive, appelée anode, qui est faite d'un bloc de brai et de coke de pétrole cuits ensemble. Les cuves varient en grosseur, mais leurs dimensions sont d'environ 6 m de longueur par 2 m de largeur et 1 m de profondeur. L'anode est suspendue dans l'électrolyte en fusion que contient la cuve formée par la cathode.

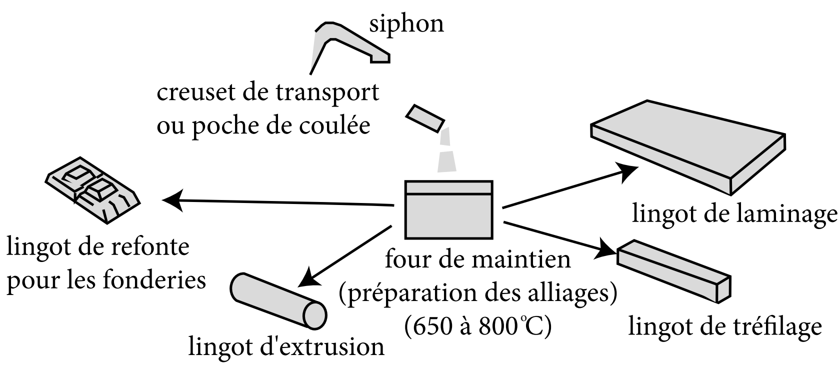
L'électrolyte, dans lequel est dissoute l'alumine, est composé de cryolithe (Na_3AlF_6), de fluorure d'aluminium (AlF_3) et, bien sûr, d'alumine (Al_2O_3). Lorsqu'un courant continu circule de l'anode vers la cathode en passant par l'électrolyte, l'alumine se trouve alors décomposée en aluminium et en oxygène. L'aluminium en fusion se dépose sur la cathode, au fond de la cuve, et l'oxygène brûle l'anode pour donner du gaz carbonique (CO_2). La température de l'électrolyte se situe entre 940 et 960 °C, alors que le point de fusion de l'aluminium est de 660 °C. Puisque chaque cuve requiert de 4 à 4,5 volts, il est pratique courante d'aligner plusieurs dizaines de cuves dans des enceintes pouvant excéder un kilomètre de longueur. Les usines modernes ont typiquement 264 cuves en série, sous une tension de 1150 V [2.1].

L'aluminium en fusion, au fond de la cuve, est siphonné dans une poche de coulée ou un creuset de transport et est transféré dans des fours de maintien pour y préparer les alliages, ou est coulé immédiatement en lingots d'aluminium pur. On retire l'aluminium de la cuve une fois ou deux par jour, puis on ajoute à nouveau de l'alumine dans un procédé continu fonctionnant le jour et la nuit.

La technologie s'est grandement améliorée au cours des trois dernières décennies. La consommation d'énergie, pour produire 1 kg d'aluminium, est passée de 21 à 13 kWh, ce qui représente une économie très substantielle, considérant le volume total d'aluminium produit dans une aluminerie moderne. Autre donnée intéressante, il faut environ 4 TM de bauxite pour produire 2 TM d'alumine, qui donnera 1 TM d'aluminium. Cela peut varier avec la qualité du gisement de bauxite, mais c'est une règle facile à retenir. Quant au carbone, l'ordre de grandeur est plus entre 400 et 500 kg / TM d'aluminium.



b) Cuve électrolytique (4 à 4,5 V)



c) Préparation des alliages et coulée de l'aluminium

FIGURE 2.3 Électrolyse de l'alumine pour obtenir l'aluminium

Les alumineries sont donc de très grandes consommatrices d'énergie et on ne s'étonnera pas de les voir se concentrer dans des régions ou des pays où l'électricité est produite en grande quantité et à faible coût.

2.2.4 Préparation des alliages

Les alumineries produisent ce qu'il est convenu d'appeler l'aluminium primaire, par opposition à l'aluminium recyclé, appelé secondaire. L'aluminium qui sort des cuves est pur à 99,7-99,9 %[1]. Les principales impuretés sont le fer et la silice et, dans une moindre mesure, le zinc, le magnésium, le manganèse et le titane. Il est possible

1. Toutes les compositions sont exprimées en pourcentage dans ce chapitre.

de raffiner davantage l'aluminium pour atteindre une pureté d'au moins 99,97 %, mais cet exploit n'a pas d'intérêt pour l'ingénieur en structure. Moins de 1 % du métal primaire est transformé en aluminium de grande pureté.

L'aluminium pur présente certaines propriétés intéressantes, mais pour les améliorer ou pour lui en donner de nouvelles, on lui ajoute des éléments d'alliages. Un des principaux buts recherchés, avec les alliages, est l'augmentation de résistance mécanique. Environ quinze éléments sont utilisés, selon diverses combinaisons, mais six ou sept sont plus importants et sont à la base du système d'identification des alliages. De plus, les propriétés des alliages peuvent être modifiées par des traitements thermiques, par écrouissage ou par d'autres procédés qui augmentent d'autant les diverses nuances des alliages. Il existe donc une très grande quantité d'alliages et un système d'identification adéquat s'impose.

Les alliages sont préparés après la sortie de l'aluminium pur des cuves. On vide alors les poches de coulée dans des moules ou dans un four où l'aluminium en fusion est maintenu à une température de 650 à 800 °C (figure 2.3c). Les éléments d'alliage, qui sont généralement prémélangés selon les recettes et qui se présentent sous forme de petits lingots, de particules ou de tiges, sont ajoutés à l'aluminium. L'alliage est purifié en injectant des mélanges de gaz dans le métal en fusion. On enlève ensuite les impuretés qui flottent à la surface.

2.2.5 Coulée de l'aluminium

Le métal en fusion est finalement coulé dans différents types de moules, suivant l'usage que l'on en fera (figure 2.3c). Les petits lingots, appelés « cochons » ou « truies », en fonction de leurs dimensions respectives, seront utilisés en fonderie pour les pièces moulées ou pour la fabrication de poudre. Les billettes cylindriques alimenteront les presses à extruder ; les lingots de tréfilage rectangulaires serviront à fabriquer les fils machines et les lingots rectangulaires et massifs, appelés « dalles », serviront à alimenter les laminoirs. Les dalles ont généralement une épaisseur de 490 mm, une largeur variant entre 1000 et 1800 mm et une longueur variant entre 3040 et 3400 mm. Elles peuvent peser jusqu'à 6000 kg. Parfois l'aluminium liquide est expédié à une fonderie voisine où les pièces sont coulées sans avoir à refondre le métal, épargnant ainsi une quantité substantielle d'énergie. Dans le même ordre d'idée, l'aluminium qui quitte le four de maintien est parfois coulé en continu pour produire directement des tôles laminées ou du fil machine par tréfilage.

Le métal en lingots est ainsi prêt à être transformé par des entreprises spécialisées dans les extrusions, le laminage, le forgeage, l'étirage ou d'autres procédés mécaniques, ou par des fonderies utilisant divers procédés de coulage.

2.2.6 Recyclage de l'aluminium

Tous les alliages d'aluminium, peu importe leur âge ou l'usage qu'on en a fait, peuvent être recyclés. Le recyclage de l'aluminium a toujours existé et constitue aujourd'hui une activité qui prend de plus en plus d'importance. Environ 35 % de l'aluminium utilisé en Europe provient d'aluminium recyclé[2.1].

Les techniques de traitement des divers rebuts se sont nettement raffinées, au cours des dernières décennies, pour faire du recyclage de l'aluminium une opération très économique[2.1]. La dépense énergétique requise pour traiter l'aluminium recyclé est généralement inférieure à 10 % de celle requise pour produire l'aluminium à partir de la bauxite. Elle varie entre 5 et 13 %, en fonction de l'homogénéité des rebuts. L'aluminium, en fait, est facilement refondu à 660 °C, en comparaison de 1480 °C pour l'acier. Le recyclage de l'aluminium est non seulement avantageux, il est aussi hautement écologique.

2.3 TRANSFORMATION DE L'ALUMINIUM

2.3.1 Vue d'ensemble

L'aluminium, sous forme de lingots, peut être soumis à plusieurs types de procédés mécaniques pour être transformé en produits utiles tels les profilés de construction. Les principaux procédés de transformation sont le laminage, l'extrusion, le forgeage et le moulage. L'organigramme de la figure 2.4 présente ces procédés et les produits qui en découlent. Les produits obtenus à partir des alliages de corroyage sont identifiés comme produits semi-finis, alors que ceux obtenus par les procédés de fonderie, sont considérés comme produits finis. Les produits semi-finis sont appelés à subir d'autres transformations, dites secondaires, comme la fabrication, avant d'être utilisés.

2.3.2 Laminage

Les produits laminés sont les produits d'aluminium les plus courants. Ce sont des produits minces que l'on appelle lames, feuilles ou plaques, en fonction de leur épaisseur. Les lames ont une épaisseur inférieure à 0,15 mm, alors que les plaques ont une épaisseur supérieure ou égale à 6,35 mm. Entre ces deux limites, on produit des feuilles. Pour l'ingénieur en construction, les lames ont peu d'intérêt.

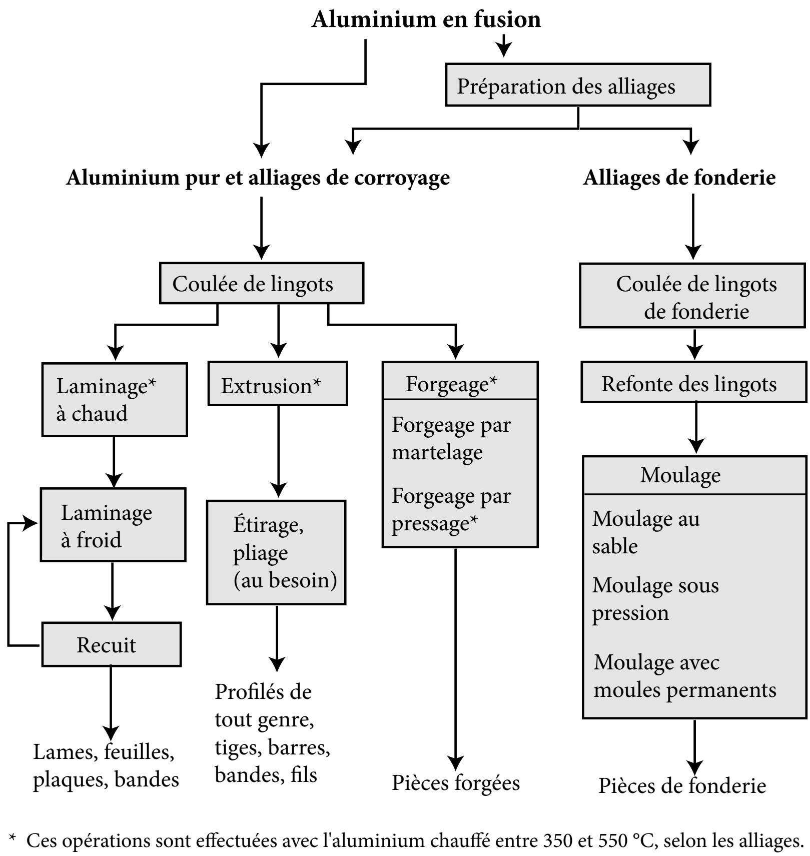


FIGURE 2.4 Procédés de transformation de l'aluminium

La première étape du laminage consiste à nettoyer le lingot (dalle) pour le débarrasser de sa couche d'oxyde et à le chauffer dans un four jusqu'à une température se situant entre 350 et 550 °C, en fonction des alliages. Cette étape peut prendre de 7 à 30 heures. Le lingot est ensuite placé entre des rouleaux compresseurs et, dans un mouvement de va-et-vient, il est aminci en diminuant progressivement la distance entre les rouleaux. Lorsque l'épaisseur requise est atteinte, les bords du « lingot », dont la longueur a considérablement augmenté, sont taillés lors de la dernière passe. Les feuilles, qui sont amenées à une épaisseur de 6 mm pour le moment, sont enroulées à cette étape et sont refroidies pendant 24 heures avant d'être laminées à froid, à une température inférieure à 60 °C, pour en réduire davantage l'épaisseur. Ce procédé est illustré de façon schématique sur la figure 2.5a.

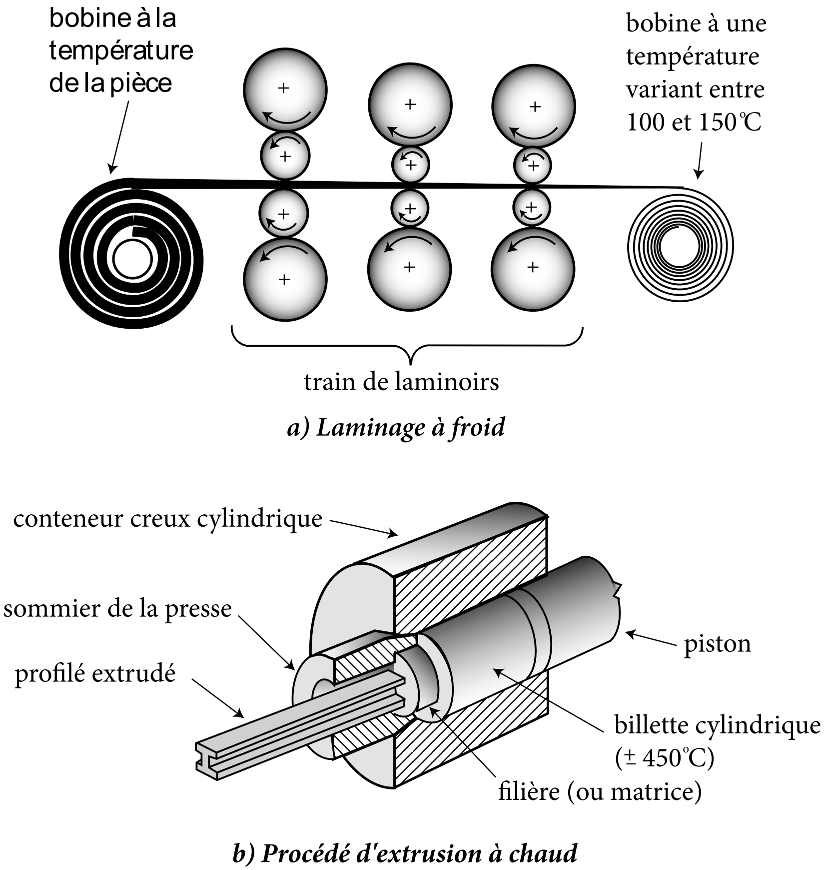


FIGURE 2.5 Laminage et extrusion

Le laminage à froid durcit le métal et réduit sa ductilité. Pour cette raison, l'alliage doit subir un recuit après environ trois passes avant que son épaisseur soit réduite davantage. Le laminage à froid permet d'atteindre une épaisseur minimale de 0,1 mm. Des laminoirs spécialisés peuvent enfin réduire l'épaisseur des lames à aussi peu que 0,007 mm. Des étapes de recuit sont aussi nécessaires durant cette opération.

La facilité à produire des plaques de diverses dimensions peut varier d'une laminerie à l'autre et selon les alliages utilisés. Certains alliages peuvent être utilisés pour produire des plaques aussi épaisses que 200 mm. Des laminoirs peuvent produire des plaques allant jusqu'à 5300 mm de largeur, bien que des dimensions moins importantes soient plus courantes et moins dispendieuses. Les largeurs les plus courantes varient entre 600 et 1600 mm et les longueurs entre 2400 et 3660 mm.

Il y aurait beaucoup plus à dire sur les produits laminés pour bien orienter le concepteur dans son choix. Le lecteur est invité à consulter la référence [2.3], qui fournit davantage de données intéressantes sur la disponibilité des produits américains.

2.3.3 Extrusion

Le procédé d'extrusion fait de l'aluminium un matériau extrêmement versatile pour des applications structurales. Il permet d'obtenir, avec une relative facilité, des profilés taillés sur mesure pour les besoins du concepteur. Le grand avantage de l'extrusion est la capacité de placer le métal là où il est requis (voir la figure 2.6a).

La technique d'extrusion la plus conventionnelle consiste à exercer une pression continue sur une billette cylindrique préchauffée à une température se situant autour de 450 °C, de façon à forcer son passage dans une filière profilée qui lui donnera la forme de section voulue. Le procédé est schématisé sur la figure 2.5b. La pression peut facilement dépasser les 800 MPa dans les grosses presses. On comprendra alors que les machines à extruder sont de dimensions appréciables.

Les extrusions sont de forme constante sur leur longueur, bien qu'il soit possible d'extruder des sections fuselées. Leur section peut être simple ou très complexe, pleine ou creuse, ou même contenir plusieurs cavités. De plus, les propriétés intrinsèques de l'alliage extrudé sont entièrement conservées. La pièce extrudée peut être pliée, forgée, machinée ou soudée. Les profilés structuraux extrudés peuvent donc remplir différentes fonctions, tel qu'illustré sur la figure 2.6. Certains profilés en I et en C, ainsi que quelques cornières et tubes d'utilisation courante sont standard [2.4], mais la plupart des sections sont produites sur demande. Les extrudeurs gardent des matrices en inventaire, mais elles sont le plus souvent réservées à un client. Le coût de fabrication d'une matrice en acier à haute résistance est généralement abordable et peut facilement être absorbé en fonction du volume d'extrusions requis. Les sections extrudées sont toutefois limitées aux dimensions de la filière ou matrice, qui est de forme circulaire sur son contour pour être compatible avec les billettes qui sont cylindriques. Chaque presse possède ce qu'il est convenu d'appeler un cercle d'extrusion utilisable. Il existe plusieurs presses de 254 mm ou moins de diamètre de cercle utilisable et un nombre plus limité de presses de 305 mm. La plus grosse presse en Amérique du Nord peut produire des profilés dont la section est contenue dans un cercle de 786 mm de diamètre. Le concepteur est donc avisé d'entrer en contact avec les extrudeurs pour connaître les limites physiques des sections qu'il entend utiliser ou créer avant d'aller trop loin dans ses calculs.

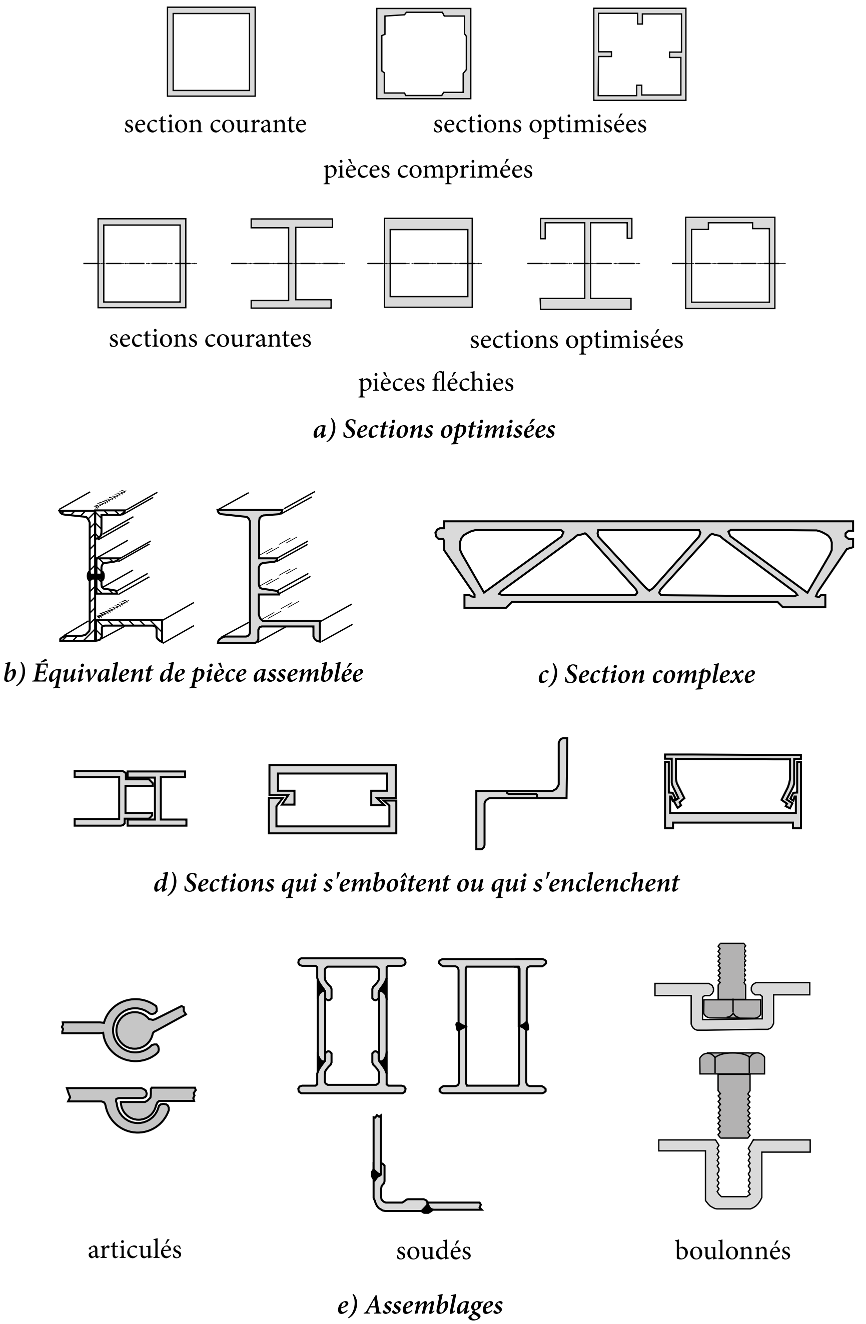


FIGURE 2.6 Exemples de produits extrudés

Avant la Seconde Guerre mondiale, la plupart des profilés étaient fabriqués par laminage, comme pour l'acier, et leurs sections ressemblaient à celles de l'acier. Les extrusions prirent de l'essor, pendant la guerre, pour finalement et graduellement remplacer les profilés laminés. La référence [2.3] présente un chapitre intéressant sur les principales caractéristiques des profilés extrudés ainsi que sur leur disponibilité. Plus d'information sur les extrusions peut être obtenue sur le site web d'AluQuébec.

2.3.4 Forgeage

Le forgeage ainsi que le moulage (figure 2.7), dont il sera question dans la section suivante, sont généralement de moindre intérêt pour l'ingénieur en construction, mais demeurent néanmoins des procédés importants pour ceux qui œuvrent dans l'un ou l'autre des domaines liés au secteur du transport.

On distingue deux techniques de forgeage, le forgeage par martelage et le forgeage par pressage. Le forgeage par martelage est une des plus anciennes méthodes de fabrication qui soit. Elle consiste à marteler, à répétition, une pièce de métal chauffée entre 360 et 460 °C et placée entre deux moules spéciaux, à l'aide de marteaux qui génèrent des forces de 2 à 22 kN, pour donner à la pièce sa forme finale.

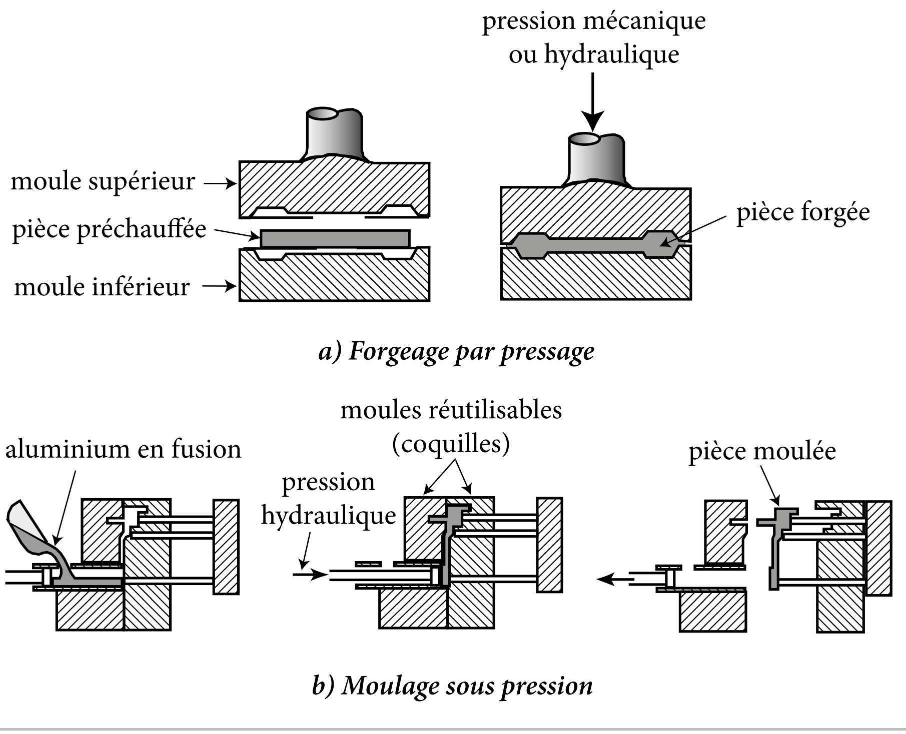


FIGURE 2.7 Procédés de forgeage et de moulage

Le forgeage par pressage consiste, pour sa part, à placer le lingot d'aluminium préchauffé entre les deux parties d'une matrice et à exercer sur cette dernière une pression uniforme (figure 2.7a). On utilise des presses mécaniques de 2,5 à 90 MN, qui exercent une pression de 200 à 500 MPa, selon les alliages, la forme et la masse de la pièce, ou des presses hydrauliques de 4 à 445 MN[2.2]. Les presses mécaniques permettent la fabrication de petites pièces de l'ordre de 0,5 à 30 kg, alors que les presses hydrauliques sont utilisées pour la fabrication de pièces plus massives et plus complexes, pouvant atteindre les 1400 kg et mesurer jusqu'à 7000 mm. Les presses hydrauliques permettent aussi la fabrication de petites pièces ou de pièces minces.

La résistance minimale des pièces forgées par martelage n'est pas garantie, à moins d'être spécifiée. Puisque le forgeage par pressage permet un meilleur contrôle, il est plus souvent utilisé pour les applications structurales. Les formes complexes des pièces forgées sont semblables à celles des pièces coulées, mais les pièces forgées ont des propriétés plus uniformes et, généralement, une meilleure ductilité, du moins dans la direction parallèle aux grains. Les procédés modernes de forgeage permettent la production de pièces de dimensions très précises avec des alliages de haute résistance, ce qui est une exigence pour la construction de pièces critiques pour les avions. Les charpentes d'avion et les roues d'automobiles sont des exemples classiques d'utilisation de pièces forgées, tout comme le sont certains éléments d'assemblage dans les structures de bâtiments. Les pièces forgées sont enfin plus dispendieuses que les pièces coulées, mais deviennent un choix attrayant lorsqu'une quantité appréciable de pièces doit être produite ou lorsque la résistance et la ductilité sont des considérations importantes.

2.3.5 Moulage

Le procédé de fonderie permet la réalisation d'un grand nombre de pièces différentes. Ce procédé consiste à placer le métal en fusion à l'intérieur d'un moule ayant la forme de la pièce désirée. Il existe présentement trois types de moulage pour la fonderie d'aluminium, les différences résidant dans le type de moule et dans la façon dont le métal est placé dans le moule : le moulage au sable, le moulage dans des moules permanents et le moulage sous pression. Ce dernier permet la production en série de pièces aux dimensions très précises.

Le moulage au sable fait appel à des moules de sable qui sont utilisés une seule fois pour couler une pièce. Le procédé est plus lent que les deux autres, mais il est intéressant lorsqu'il n'y a qu'un petit nombre de pièces à réaliser et que la forme est particulièrement complexe. Les moules de sable sont aussi beaucoup moins coûteux que les moules permanents ou les moule sous pression. Les pièces obtenues requièrent, par contre, davantage d'opérations d'usinage après la coulée puisque les dimensions du moule sont moins précises. La résistance des pièces, pour sa part, est quelque peu inférieure à celle des pièces obtenues par d'autres procédés, en raison du taux plus lent de solidification du métal. On est ainsi parvenu à couler des pièces aussi lourdes que 3200 kg, en comparaison de 180 kg avec des moules permanents.

La technique des moules permanents consiste simplement à couler, par gravité, le métal fondu dans des moules d'acier réutilisables, aussi appelés coquilles. Ces moules sont plus coûteux que les moules de sable, mais ils permettent d'atteindre des tolérances plus élevées et de produire des pièces aussi minces que 2,3 mm.

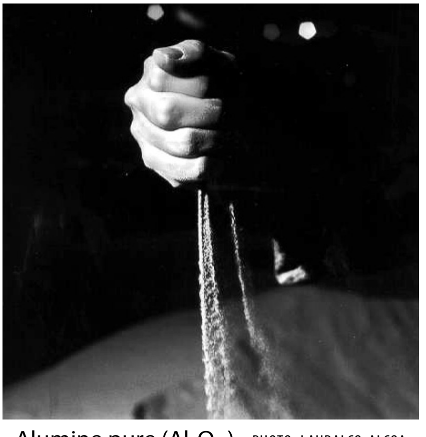
Le moulage sous pression s'apparente à celui des moules permanents puisqu'il fait aussi appel à des moules réutilisables en acier. La différence réside dans la façon dont l'aluminium en fusion est inséré dans le moule. Dans ce cas-ci, le métal est injecté sous pression et à très haute vitesse, ce qui permet, par ce procédé, de produire en série de petites et moyennes pièces de dimensions très précises. Le taux de solidification des pièces ainsi fabriquées est rapide. La figure 2.7b présente un exemple de moulage sous pression.

Les alliages utilisés pour les pièces de fonderie sont quelque peu différents de ceux qui sont utilisés pour le corroyage, afin de faciliter la coulée de l'aluminium en fusion.

2.3.6 Disponibilité des produits

La disponibilité des produits d'aluminium est très variable, d'un pays à l'autre, ou d'une région à l'autre. L'industrie de l'aluminium ne garde pas en réserve de grandes quantités de profilés standards, comme le fait l'industrie de l'acier. Le concepteur doit donc entrer en contact avec certains fournisseurs, ou directement avec les manufacturiers, pour s'approvisionner en produits d'aluminium. Le plus souvent, les produits seront fabriqués sur commande pour chaque application. Les procédés décrits plus haut se prêtent bien à des commandes à la pièce, surtout le procédé d'extrusion.

Comme nous le verrons plus loin dans ce chapitre, il existe une multitude d'alliages, de nuances, de formes et de caractéristiques qui rendent parfois le choix d'un produit approprié très difficile pour un néophyte. Il faut souvent consulter ou parcourir les catalogues ou les manuels de calcul dans lesquels les produits disponibles – et parfois les caractéristiques des procédés de transformation ou de fabrication – sont présentés et commentés. Les références [2.3] à [2.11] peuvent être utiles à cet effet. Le site web de The Aluminum Association (www.aluminum.org) contient une mine d'information et une quantité incroyable de publications sur tous les sujets en rapport avec l'aluminium.



Alumine pure (Al_2O_3) PHOTO : LAURALCO, ALCOA

2.4 LES ALLIAGES

2.4.1 Désignation des alliages

Selon la classification de l'*Aluminum Association* des États-Unis [2.4], on distingue des alliages de corroyage et des alliages de fonderie (figure 2.4). Les alliages de corroyage sont obtenus en travaillant des lingots ayant des formes particulières. Ce travail peut se faire par laminage, extrusion, tréfilage ou forgeage. La façon dont le métal se déforme plastiquement est une caractéristique importante des alliages de corroyage. Les produits sont disponibles sous forme de plaques, feuilles, tubes, profilés, fils, barres et produits forgés. Les alliages de fonderie sont obtenus en fondant les lingots et en les coulant dans des moules ayant les formes du produit final. La façon dont le métal se répand dans le moule et la façon dont il se solidifie sont des caractéristiques importantes de ces matériaux.

La différence principale entre ces deux classes d'alliages réside dans les éléments ajoutés à l'aluminium de base. Dans les alliages de fonderie, les éléments sont généralement présents en quantités plus importantes, principalement pour faciliter le procédé de fonderie. Les tableaux 2.1 et 2.2 présentent ces alliages et les principaux éléments ajoutés. Les alliages de corroyage comportent quatre chiffres alors que ceux de fonderie comportent trois chiffres du côté gauche de la décimale et un seul du côté droit. Le premier chiffre représente, dans les deux cas, l'ingrédient principal de l'alliage. Il correspond à environ 5 % ou moins de la composition des alliages de corroyage et 5 % ou plus de la composition des alliages de fonderie. La plupart des alliages contiennent de deux à quatre autres éléments en quantités moins importantes. Ces éléments ont un effet sur les caractéristiques mécaniques du matériau. Ils permettent d'augmenter la résistance mécanique de l'alliage, sa résistance à la corrosion, sa dureté ou de faciliter sa fabrication.

Pour la série 1XXX des alliages de corroyage, si le deuxième chiffre est zéro, il désigne un grade d'aluminium qui contient des impuretés que l'on trouve naturellement dans l'aluminium, comme le fer et le silicium. Les nombres entiers 1 à 9 indiquent des contrôles spéciaux d'un ou plusieurs éléments d'alliage ou impuretés. À titre d'exemple, 12XX signifie deux éléments à contrôler. Les deux derniers chiffres indiquent le degré de pureté ou, si l'on préfère, le pourcentage minimal d'aluminium au-dessus de 99 %. À titre d'exemple, 1X40 signifie qu'il y a au moins 99,40 % d'aluminium. Pour les séries 2XXX à 9XXX, le deuxième chiffre indique une variation par rapport à l'alliage original s'il est différent de zéro et les deux derniers chiffres servent à différencier les alliages d'une même série.

La numérotation des alliages de fonderie est semblable à celle utilisée pour les alliages de corroyage. Pour la série 1XX.X, les deuxième et troisième chiffres indiquent la pureté de l'aluminium. Ainsi, 150.X signifie au moins 99,5 % d'aluminium. Le dernier chiffre, situé après le point, indique la forme du produit : 0 pour une pièce coulée et 1 pour un lingot.

TABLEAU 2.1 Désignation des alliages de corroyage

Série	Principaux éléments
1XXX	99 % d'aluminium (minimum)
2XXX	Cuivre
3XXX	Manganèse
4XXX	Silicium
5XXX	Magnésium
6XXX	Magnésium et silicium
7XXX	Zinc
8XXX	Autres éléments
9XXX	Série non utilisée

Tableau 2.2 Désignation des alliages de fonderie

Série	Principaux éléments
1XX.X	99 % d'aluminium (minimum)
2XX.X	Cuivre
3XX.X	Silicium avec cuivre et/ou magnésium
4XX.X	Silicium
5XX.X	Magnésium
6XX.X	Série inutilisée
7XX.X	Zinc
8XX.X	Étain
9XX.X	Autres éléments

Pour les séries 2XX.X à 9XX.X, les deuxième et troisième chiffres servent à différencier les alliages d'une même série, alors que le chiffre après le point décimal indique la forme du produit : 0 pour une pièce coulée, 1 pour un lingot avant coulée et 2 pour un lingot avant coulée, qui a une composition chimique équivalente à ce qu'on a lorsque le dernier chiffre est 1 mais avec des limites plus précises sur les quantités.

2.4.2 Désignation des états des alliages

Les alliages subissent des traitements métallurgiques qui permettent d'obtenir des caractéristiques mécaniques accrues. Un système de notation approprié est utilisé pour toutes les formes d'alliages de corroyage et de fonderie, sauf pour les lingots prévus pour faire du moulage, ces lingots devant être refondus de toute façon. Même si l'étude des états possibles des alliages est fastidieuse, elle n'en demeure pas moins essentielle pour bien comprendre les caractéristiques des matériaux que l'on utilise.

Chaque série d'alliage est suivie d'une lettre (F, O, H, W ou T) elle-même accompagnée de quelques chiffres. La signification des lettres et des chiffres est la suivante[2.6] :

F : **Tel que fabriqué**. S'applique aux produits transformés sur lesquels aucun traitement thermique ou travail à froid (écrouissage) n'est effectué. Pour les alliages de corroyage, il n'y a pas de limite sur les propriétés mécaniques.

O : **Recuit**. S'applique aux alliages de corroyage qui sont recuits pour obtenir l'état le plus doux et aux alliages de fonderie pour améliorer leur ductilité et leur stabilité dimensionnelle. Le O peut être suivi d'un chiffre autre que zéro, qui indique un produit ayant des caractéristiques particulières. Le recuit consiste à réchauffer à nouveau le métal et à le laisser refroidir lentement.

H : **Écroui** (alliages de corroyage seulement). S'applique aux produits qui ont des propriétés mécaniques augmentées par écrouissage, avec ou sans traitement thermique visant à réduire leur résistance mécanique. Le H est toujours suivi d'au moins deux chiffres. L'écrouissage peut être obtenu par laminage à froid.

W : **Mis en solution**. Un état instable applicable seulement aux alliages qui vieillissent à la température de la pièce. Cette désignation est spécifique seulement lorsque la période de vieillissement naturel est indiquée (par exemple, W 1/2 hr). Une des rares applications de cet état concerne les rivets utilisés dans l'industrie de l'aviation.

T : **Traité thermiquement** pour produire des états stables autres que F, O et H. S'applique aux alliages traités thermiquement, avec ou sans écrouissage supplémentaire, pour produire des états stables. Le T est toujours suivi d'au moins un chiffre.

Les états H peuvent être subdivisés comme suit :

H1 : **Écroui seulement**. S'applique aux produits qui sont durcis par écrouissage, sans traitement thermique subséquent. Le nombre suivant H1 indique le degré d'écrouissage.

H2 : **Écroui et partiellement recuit**. S'applique aux produits qui sont davantage écrouis que désiré pour le produit final et qui sont ensuite partiellement recuits. Pour les alliages qui s'adoucissent avec le temps à la température de la pièce, les états H2 ont la même résistance ultime minimale en traction que les états H3 correspondants. Pour d'autres alliages, les états H2 ont la même résistance ultime minimale en traction que les états H1 correspondants, mais une ductilité plus grande. L'état H2 est appelé état restauré. Le chiffre suivant H2 indique la quantité d'écrouissage demeurant ***après*** que le produit ait été partiellement recuit.

H3 : **Écroui et stabilisé**. S'applique aux produits qui sont écrouis et pour lesquels les propriétés mécaniques sont stabilisées par un traitement thermique à basse température ou par induction de chaleur pendant la fabrication. La stabilisation augmente la ductilité mais réduit légèrement la résistance à la traction. Cet état est désirable seulement pour les alliages qui, à moins d'être stabilisés, s'affaiblissent par vieillissement à la température de la pièce. L'état stabilisé H3 s'applique surtout aux alliages de la série 5000. Le chiffre suivant H3 indique le degré d'écrouissage ***avant*** le traitement de stabilisation.

Le chiffre suivant H1, H2 ou H3 indique le degré final d'écrouissage selon le barème suivant :

HX2 = 1/4 dur (2/8 de l'état dur HX8)
HX4 = 1/2 dur (4/8 de l'état dur)
HX6 = 3/4 dur (6/8 de l'état dur)
HX8 = dur (75 % d'écrouissage)
HX9 = Résistance à la traction minimale dépassant de 10 MPa, ou plus, celle des états HX8.

L'état HX8 est l'état de référence. Dans ce cas, une pièce de 24 mm d'épaisseur est laminée à froid jusqu'à une épaisseur de 6 mm (voir la figure 2.12). Les matériaux ayant une résistance ultime à la traction se situant à mi-chemin entre celle de l'état O et celle de l'état dur (HX8) sont donc identifiés par le chiffre 4 (figure 2.8). Ceux qui sont situés à mi-chemin entre l'état O et l'état HX4 sont identifiés par le chiffre 2 et ceux qui sont à mi-chemin entre l'état HX4 et l'état HX8, le sont par le chiffre 6.

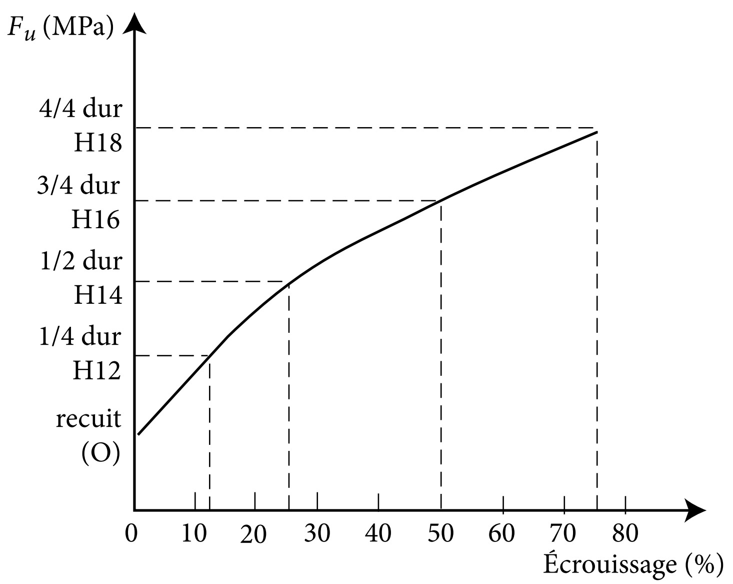


FIGURE 2.8 États métallurgiques et durcissement par écrouissage

Les états T, à leur tour, peuvent être subdivisés comme suit (les différents traitements thermiques sont définis plus loin, à la section 2.5.7) :

T1 : Refroidi rapidement par suite d'un procédé de formage à haute température et vieilli naturellement (maturé) jusqu'à un état substantiellement stable. S'applique aux produits qui ne sont pas travaillés à froid après un refroidissement par suite d'un traitement à chaud, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces ne sont pas reconnus par les normes dans les propriétés mécaniques.

T2 : Refroidi rapidement par suite d'un procédé de formage à haute température, travaillé à froid et vieilli naturellement jusqu'à un état substantiellement stable. S'applique aux produits qui sont travaillés à froid pour améliorer la résistance après un refroidissement par suite d'un traitement à chaud, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces sont reconnus dans les propriétés mécaniques.

T3 : Mis en solution, travaillé à froid et vieilli naturellement à un état relativement stable. S'applique aux produits qui sont travaillés à froid après la mise en solution à chaud, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser ou finir les pièces sont reconnus dans les propriétés mécaniques. Il convient de noter que la mise en solution dans la description des états est suivie d'une trempe.

T4 : Mis en solution et vieilli naturellement à un état relativement stable. S'applique aux produits qui ne sont pas travaillés à froid après la mise en solution , ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces ne sont pas reconnus dans les propriétés mécaniques. Des pièces dans cet état peuvent être usinées ou travaillées plus facilement avant d'être amenées à l'état T6.

T5 : Refroidi rapidement par suite d'un procédé de formage à haute température et vieilli artificiellement (revenu). S'applique aux produits qui ne sont pas travaillés à froid après refroidissement par suite du formage à haute température, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces ne sont pas reconnus dans les propriétés mécaniques.

T6 : Mis en solution et vieilli artificiellement. S'applique aux produits qui ne sont pas travaillés à froid après la mise en solution, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces ne sont pas reconnus dans les propriétés mécaniques.

T7 : Mis en solution et stabilisé (sur-revenu). S'applique aux produits de corroyage qui sont vieillis artificiellement après la mise en solution pour leur permettre d'atteindre un niveau de résistance maximale, de façon à contrôler certaines caractéristiques importantes, telle la résistance à la corrosion, par exemple. S'applique aux produits de fonderie qui sont vieillis artificiellement après la mise en solution pour stabiliser leurs dimensions et leur résistance.

T8: **Mis en solution, travaillé à froid et vieilli artificiellement**. S'applique aux produits qui sont travaillés à froid après refroidissement, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser et finir les pièces sont reconnus dans les propriétés mécaniques. Le travail à froid augmente la réponse au vieillissement subséquent.

T9: **Mis en solution, vieilli artificiellement et travaillé à froid**. S'applique à des produits qui sont travaillés à froid après le traitement thermique pour améliorer davantage les propriétés mécaniques.

T10: **Refroidi rapidement à la suite d'un procédé de formage à haute température, travaillé à froid et vieilli artificiellement**. S'applique aux produits qui sont travaillés à froid pour améliorer la résistance après refroidissement, ou pour lesquels les effets du travail à froid pour redresser ou finir les pièces sont reconnus dans les propriétés mécaniques. Le travail à froid augmente la réponse au vieillissement subséquent.

Le tableau 2.3 reprend de façon schématique les différents traitements métallurgiques des états T.

Les désignations T1 à T10 peuvent être suivies d'un chiffre supplémentaire, de 1 à 9, indiquant une variante du traitement thermique de base.

On notera que les alliages des séries 2000, 4000, 6000 et 7000 (ou encore 2XXX, 4XXX, 6XXX et 7XXX), de même que les alliages de fonderie, sont des alliages traitables thermiquement, alors que ceux des séries 1000, 3000 et 5000 ne le sont pas. Aux premiers, on assignera un état T, alors qu'aux seconds, on assignera un état H. Les états T4 et T6 sont les plus fréquemment utilisés. En ce qui a trait à la série 4000, on verra plus loin qu'elle représente un cas particulier puisqu'elle est à la fois traitable et non traitable thermiquement, selon les alliages

TABLEAU 2.3 Traitements métallurgiques relatifs aux états *T*

État	Traitements métallurgiques
T1X	Refroidissement après transformation à chaud et maturation
T2X	Refroidissement après transformation à chaud, écrouissage et maturation
T3X	Mise en solution, trempe, écrouissage et maturation
T4X	Mise en solution, trempe et maturation
T5X	Refroidissement après transformation à chaud et revenu
T6X	Mise en solution, trempe et revenu
T7X	Mise en solution, trempe et sur-revenu
T8X	Mise en solution, trempe, écrouissage et revenu
T9X	Mise en solution, trempe, revenu et écrouissage
T10X	Refroidissement après transformation à chaud, écrouissage et revenu

Il convient finalement de noter que le système de classement de l'Aluminum Association n'est pas le seul utilisé pour désigner les alliages. Il en existe d'autres. On trouvera facilement les équivalences dans la littérature spécialisée[2.4, 2.12, 2.13].

2.4.3 Caractéristiques et utilisation des alliages

Les alliages d'aluminium sont donc caractérisés par la présence d'éléments chimiques, par des traitements thermiques et des travaux mécaniques. À cette étape-ci, il sied de faire le point en examinant les principales caractéristiques des alliages les plus courants et de jeter un regard sur leurs principales utilisations. Une description plus détaillée peut être trouvée dans les références [2.15] et [2.16].

Série 1000 – L'aluminium pur possède une excellente résistance à la corrosion, une grande conductivité électrique, une très bonne conductibilité thermique, mais une faible résistance mécanique qui le rend très malléable. Les principales impuretés sont le fer et le silicium. L'alliage 1100 est principalement utilisé pour la fabrication de conducteurs électriques et de produits décoratifs, le 1050 pour la fabrication d'échangeurs de chaleur et de casseroles et le 1350 pour la fabrication de câbles aériens pour le transport d'électricité à haut voltage.

Série 2000 – Le principal élément d'alliage de la série 2000 est le cuivre. Il permet une augmentation très appréciable de la résistance à la traction grâce à des traitements thermiques. La résistance de certains alliages de la série 2000 peut même excéder celle des aciers doux. La présence de cuivre affecte toutefois la résistance à la corrosion, au point qu'il soit généralement nécessaire de protéger l'aluminium par anodisation. Ces alliages sont aussi difficiles à souder. C'est la raison pour laquelle ils sont plutôt utilisés dans les structures boulonnées et rivetées. Les alliages de la série 2000 sont principalement utilisés dans le domaine militaire et dans la fabrication des avions et réservoirs cryogéniques. L'alliage 2017, le duralumin, était l'alliage du début de l'aviation. Il a été remplacé par le 2024, qui est aussi utilisé pour le transport militaire et civil. L'alliage 2618 a largement été utilisé dans les structures du Concorde.

Série 3000 – Le principal élément d'alliage de la série 3000 est le manganèse, lequel a pour propriété d'augmenter la résistance mécanique de l'aluminium sans réduire sa ductilité ni sa résistance à la corrosion. Les alliages de la série 3000 ne sont pas traitables thermiquement, mais sont facilement soudables. Puisque seulement un faible pourcentage de manganèse, soit entre 1,0 et 1,5 %, peut être ajouté à l'aluminium, il est utilisé comme élément principal dans quelques cas seulement. Un de ceux-ci est l'alliage 3003 qui est très apprécié comme alliage de résistance mécanique modérée pour les applications requérant une bonne formabilité : tôles de toiture, articles emboutis, réservoirs d'entreposage et articles ménagers. L'alliage 3004, qui contient aussi du magnésium, offre une plus grande résistance mécanique et est utilisé pour la fabrication des canettes de bière ou de boisson gazeuses, à l'exception du couvercle qui est plutôt en alliage 5082.

Série 4000 – Le principal élément d'alliage de la série 4000 est le silicium. Il permet d'augmenter modérément les propriétés mécaniques, mais surtout abaisse le point de fusion. Cette dernière propriété est un atout pour réduire les risques de fissuration à chaud lors du soudage, lorsque l'alliage 4043 est utilisé comme matériau d'apport. D'autres alliages, tels les 4047 et 4195, sont aussi utilisés comme matériaux d'apport. Les alliages de la série 4000 et, de façon plus particulière l'alliage 4032, servent de plus à la construction de moteurs de bateau, de moteurs d'auto, de pistons et de roues d'auto. Le silicium augmente aussi la fluidité, ce qui est un avantage pour les alliages de fonderie qui, étant plus fluides, s'étendent mieux dans le moule. La plupart des alliages de la série 4000 ne sont pas traitables thermiquement. Par contre, lorsqu'ils sont utilisés pour souder des alliages traitables thermiquement, ils s'emparent de certains éléments d'alliage de ces derniers et peuvent, par la suite, réagir à certains traitements thermiques.

Série 5000 – Le magnésium est le principal élément d'alliage de la série 5000. Il permet un renforcement appréciable des propriétés mécaniques par travail à froid ou, à l'occasion, par traitement thermique. Cette série, classée comme non traitable thermiquement, offre la meilleure combinaison de haute résistance à la traction et de résistance à la corrosion. C'est la raison pour laquelle elle est souvent utilisée dans les environnements marins. Elle offre aussi une bonne soudabilité et est souvent utilisée pour des applications structurales (bâtiments, ponts).

Échantillonnage de l'aluminium en fusion PHOTO: LAURALCO, ALCOA

La concentration de magnésium doit être supérieure à 7 % pour permettre une amélioration marquée des propriétés lorsque l'alliage est soumis à des traitements thermiques. Le magnésium peut être combiné à d'autres éléments comme le cuivre, le zinc, le chrome et le titane, pour encore plus d'efficacité. Il permet, enfin, d'augmenter la fluidité de certains alliages de fonderie qui ne contiennent pas de silicium. On utilise l'alliage 5082 pour fabriquer les couvercles de canettes de bière et de boisson gazeuse, l'alliage 5052, plus résistant que l'alliage 3004, pour la fabrication de certaines canettes et l'alliage 5056 pour des citernes routières et des bennes de camion. La série 5000, tout comme la série 2000, est utilisée dans les applications cryogéniques en raison de son bon comportement aux basses températures. Les alliages 5454, 5754 et 5154 sont très souvent utilisés dans le bâtiment, les travaux publics, les transports et les industries mécaniques. Enfin, les alliages 5086 et 5083 sont souvent utilisés dans les applications marines, telles les plates-formes de forage, en raison de leurs caractéristiques mécaniques élevées, de leur bonne aptitude au soudage et de leur remarquable tenue à la corrosion.

Série 6000 – Les alliages de la série 6000 contiennent du magnésium et du silicium qui, lorsqu'ils sont utilisés en combinaison, forment des précipités de Mg_2Si. Ces précipités, obtenus lors des traitements thermiques des alliages de fonderie et de corroyage, augmentent les propriétés mécaniques de l'aluminium. C'est la série idéale pour les applications structurales puisque ses alliages sont ceux qui se prêtent le mieux à la production d'extrusions. Les alliages de cette série offrent une résistance acceptable aux charges, une bonne résistance à la corrosion et une formabilité idéale pour l'extrusion. De plus, ils peuvent être facilement soudés et anodisés. Les alliages de la série 6000 peuvent être produits dans l'état T4 et atteindre l'état T6 par vieillissement artificiel.

L'alliage de loin le plus utilisé et le plus disponible en construction, est le 6061 dans l'état T6[2.3]. En effet, le 6061 offre la meilleure combinaison de résistance aux charges, de soudabilité et de résistance à la corrosion, à un prix abordable. Parmi les utilisations les plus courantes du 6061, à ce jour, notons la fabrication de caravanes de camping, de boîtes de camion, de lampadaires, de rivets et de bouteilles de plongée. De plus, il est souvent utilisé pour des applications marines. Le 6005, dans l'état T5, possède une résistance équivalente au 6061-T6 lorsque non soudé, mais à un coût légèrement inférieur. Lorsque soudé, la résistance du 6005-T5 est égale à 85 % de celle du 6061-T6 à l'état soudé.

Pour des applications architecturales, le 6063 est depuis longtemps l'alliage le plus répandu. Il est aussi souvent utilisé en construction puisque, tout comme le 6061, il est facilement extrudable. L'alliage 6066 possède une résistance à la traction supérieure à celle du 6061, mais est moins résistant à la corrosion et est plus difficile à extruder. Le 6070 possède une résistance de 25 % supérieure à celle du 6061, mais il coûte légèrement plus cher à l'achat et est plus difficile à extruder. Le 6105, dans l'état T5, offre des qualités qui, en général, sont légèrement supérieures à celles du 6061-T6. Le 6351 est aussi un alliage apprécié puisque, dans l'état T5, il possède une résistance équivalente à celle du 6061-T6 et que, dans l'état T6, sa résistance mécanique est légèrement supérieure. De plus, cet alliage offre une meilleure résistance à la corrosion et à la fracture. Enfin, il y a l'alliage 6463 dont les propriétés équivalent celles du 6063.

Série 7000 – Le zinc est utilisé dans les alliages de coulée et, en moindre quantité, avec le magnésium et le cuivre dans les alliages de la série 7000, pour produire des alliages traitables thermiquement et dotés de propriétés mécaniques nettement améliorées. Les alliages de la série 7000 offrent les résistances mécaniques les plus élevées parmi tous les produits d'aluminium. Ils sont cependant difficiles à produire et à fabriquer. Ils sont donc utilisés pour des applications spéciales requérant un niveau très élevé de résistance mécanique, telle la fabrication des avions et des pare-chocs d'automobiles. En effet, l'alliage 7020 a servi dans la fabrication des premier et deuxième étages de la fusée Ariane. L'alliage 7075, qui possède une résistance à la traction de 580 MPa et qui est soudable, sert à la fabrication de plaques de blindage. Les alliages de la série 7000 ne sont généralement pas considérés comme soudables et leur résistance à la corrosion n'est pas aussi bonne que celle des séries 5000 et 6000. C'est la raison pour laquelle on utilise des rivets dans la construction des avions et que l'on recouvre généralement les alliages de la série 7000 d'une couche protectrice.

2.5 CONSIDÉRATIONS MÉTALLURGIQUES

2.5.1 Introduction

Pour bien comprendre les divers phénomènes énumérés jusqu'ici dans le présent chapitre, il convient de jeter un bref regard sur la structure cristalline de l'aluminium et d'examiner comment elle réagit aux éléments d'alliage et aux traitements qu'on lui impose pour modifier les propriétés de l'aluminium. Cette connaissance s'avérera utile, entre autres, pour bien évaluer l'influence du soudage sur la résistance des éléments structuraux en aluminium (section 2.6)[2.17]. Une présentation nettement plus détaillée des caractéristiques métallurgiques de l'aluminium peut être trouvée à la référence [2.1].

2.5.2 Structure cristalline de l'aluminium

La structure cristalline de l'aluminium, à la solidification, est cubique à faces centrées, comme celle de l'acier à haute température (figure 2.9a). Cependant, contrairement à l'acier, la structure de l'aluminium demeure la même à des températures plus basses. Par conséquent, il n'est pas possible d'augmenter les propriétés de l'aluminium en le trempant, comme on peut le faire pour l'acier[2.14]. Il existe d'autres méthodes que la trempe pour parvenir à cette fin.

Le fait que le cristal de l'aluminium demeure cubique à faces centrées, à basse température, lui permet d'avoir de bonnes propriétés de résilience et de ductilité à ce niveau de température, contrairement à l'acier. En fait, les propriétés de l'aluminium s'améliorent avec la réduction de température. C'est la raison pour laquelle l'aluminium est utilisé pour des applications cryogéniques. Par contre, les propriétés mécaniques se détériorent très rapidement à des niveaux de température supérieurs à 100 °C. Quoi qu'il en soit, l'aluminium pur possède des propriétés de résistance mécaniques insuffisantes pour un grand nombre d'applications et il faut utiliser des moyens pour les augmenter.

Les atomes sont disposés de manière très ordonnée, en cubes à faces centrées, c'est-à-dire qu'il y a des atomes aux huit coins du cube et un atome au milieu de chaque face. Les cubes se juxtaposent les uns aux autres et respectent toujours la même orientation, comme un jeu de blocs Légo (figure 2.9b). Si on trace des droites pour joindre les atomes, elles se croisent à angle droit telles des rues et des avenues. À la solidification, différents cristaux se forment à différents endroits, en même temps, et ils n'ont pas la même orientation. Ils grossissent et lorsque deux jeux de blocs viennent en contact, on appelle la frontière entre ces blocs un joint de grains (figure 2.9c). Un cristal entouré de joints de grains s'appelle un grain. Aux joints de grains, les atomes sont désordonnés. Les différents grains constituent enfin un élément en aluminium, tel qu'illustré sur la figure 2.9d. Dans le cas présent, on peut prétendre qu'il s'agit d'une barre d'aluminium pur à 99,00 % dans l'état recuit, portant l'appellation 1100-O et ayant une résistance ultime à la traction de 90 MPa.

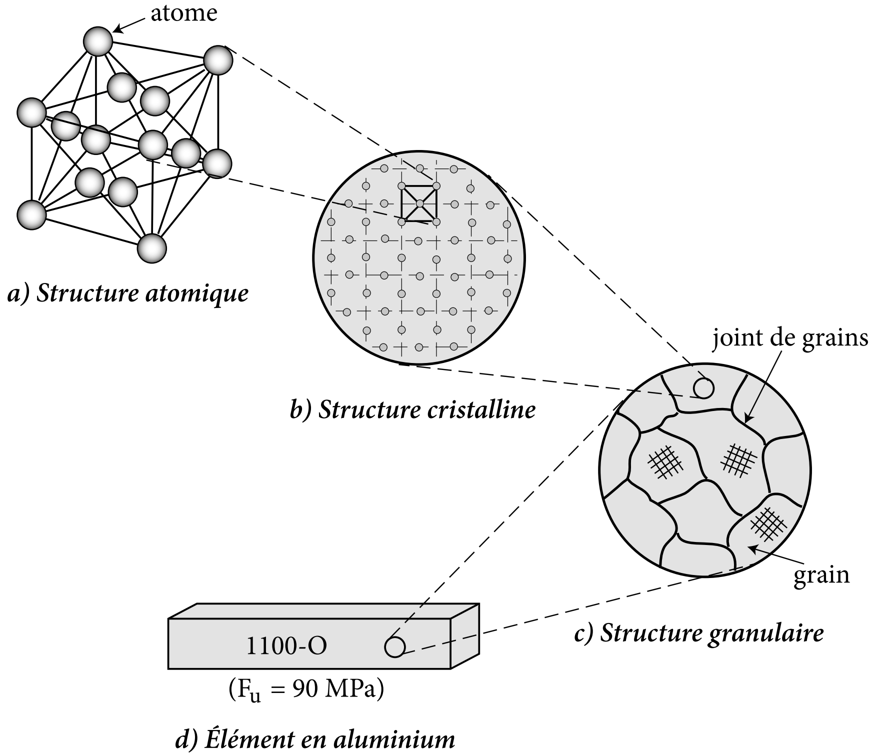


FIGURE 2.9 Structure de l'aluminium

Si on veut déformer la pièce d'aluminium pur en appliquant des contraintes, certains plans d'atomes glisseront par rapport aux autres, créant ainsi une déformation plastique. Les joints de grains, par contre, entravent le glissement des plans d'atomes. Il en résulte que plus les grains sont petits, plus il y a de joints de grains et plus le matériau devient rigide. On peut réduire la grosseur des grains en mélangeant des affineurs de grains commerciaux ou sous forme de nanocristaux à l'aluminium liquide avant la coulée. Pour l'aluminium, toutefois, il n'y a pas de changements appréciables de propriétés physiques en fonction de la grosseur des grains.

2.5.3 Ajout d'éléments d'alliage

Si, à titre d'exemple, un certain pourcentage de magnésium, soit 2,5 %, est ajouté à la barre d'aluminium pur montrée sur la figure 2.9d, l'alliage 5052-O est obtenu. Les atomes de l'élément d'alliage remplacent des atomes d'aluminium, tel qu'illustré sur la figure 2.10. N'ayant pas la même dimension, il s'ensuit des distorsions dans le réseau cristallin, et ces distorsions sont des entraves aux mouvements entre les plans d'atomes. Conséquemment, la limite élastique (F_y) et la résistance à la traction (contrainte ultime, F_u) augmentent alors que la ductilité diminue, d'où l'utilisation d'éléments d'alliage pour augmenter les propriétés mécaniques.

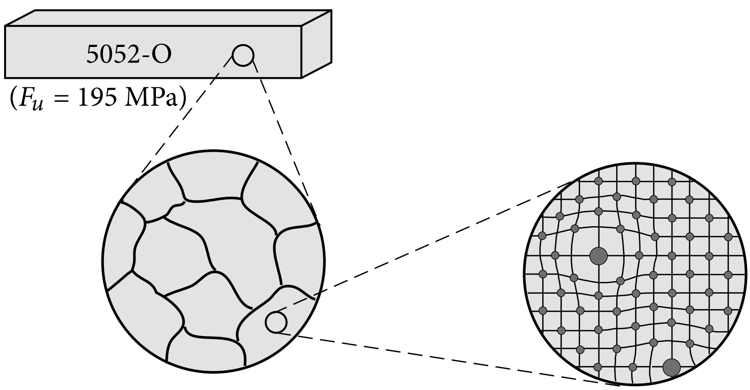


FIGURE 2.10 Structure cristalline d'un alliage recuit

Ainsi, en ajoutant 2,5 % de magnésium à l'aluminium pur, on fait passer la contrainte ultime de l'aluminium pur de 90 à 195 MPa. La figure 2.11 montre l'effet de l'augmentation de la quantité d'élément d'alliage sur les propriétés mécaniques. Dans ce cas-ci, il s'agit d'alliages de la série 5000 (aluminium-magnésium). On observe une augmentation de la limite élastique, ce qui est aussi le cas pour la limite ultime qui n'est pas montrée, et une diminution de la ductilité. Tous les alliages sont dans l'état recuit, c'est-à-dire qu'ils n'ont pas subi d'écrouissage ni de traitement thermique.

Parfois, au lieu de remplacer les atomes d'aluminium dans le réseau cristallin, les atomes d'alliage, de petite taille, arrivent à se glisser entre les atomes d'aluminium. Les résultats sont les mêmes.

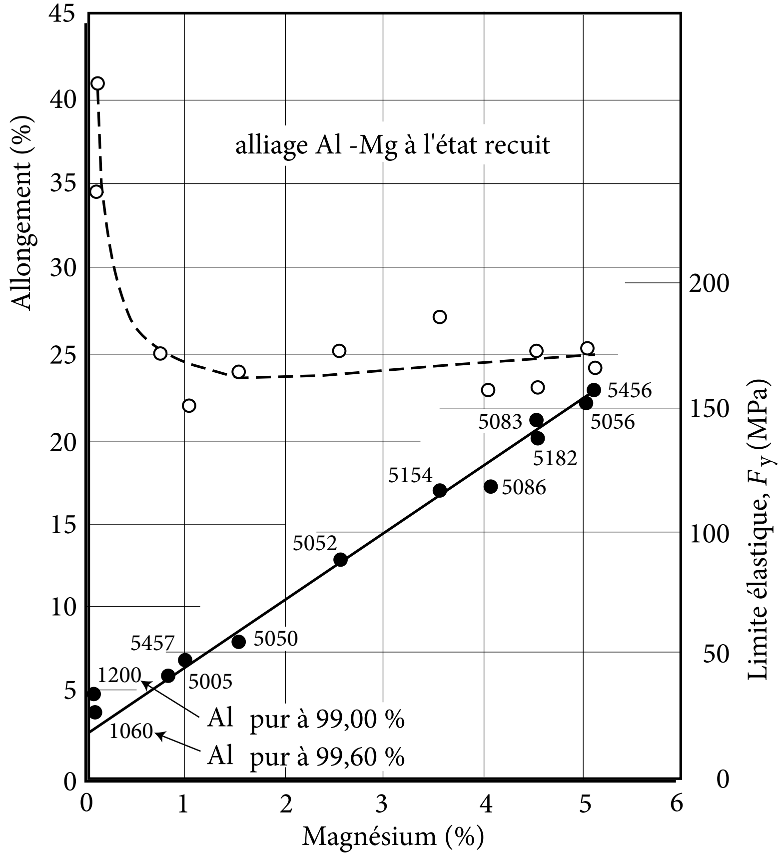


FIGURE 2.11 Influence de la quantité d'éléments d'alliage sur les propriétés mécaniques

Pour les alliages traitables thermiquement, comme on le verra plus loin, il y a moyen, à partir des éléments d'alliage, de faire précipiter des composants qui peuvent améliorer davantage les propriétés mécaniques, si leur taille et leur emplacement sont bien contrôlés. L'effet seul de l'ajout d'éléments d'alliage étant plutôt faible, on effectuera un travail à froid ou on fera un traitement thermique en plus. Certains alliages peuvent même subir une combinaison de traitements thermiques et de travail à froid.

2.5.4 Effets de l'écrouissage

L'écrouissage, classé à juste titre comme un travail à froid, se fait à la température de la pièce. Son effet est d'aplatir et de déformer les grains dans le sens du laminage. Il en résulte que lorsqu'on applique des contraintes à la plaque écrouie, le glissement des plans d'atomes est entravé par la présence des défauts générés et il faut plus d'énergie pour déformer la plaque, une fois écrouie. Les limites élastique et ultime augmentent, de même que la résistance à la déformation, mais la ductilité diminue. La pièce est donc plus rigide. La figure 2.12 illustre le procédé d'écrouissage d'une plaque d'aluminium pur de l'état recuit 1100-O à l'état écroui dur, c'est-à-dire écroui à 75 % (voir la section 2.4.2). L'écrouissage permet donc à la limite ultime de l'aluminium de passer de 90 à 165 MPa.

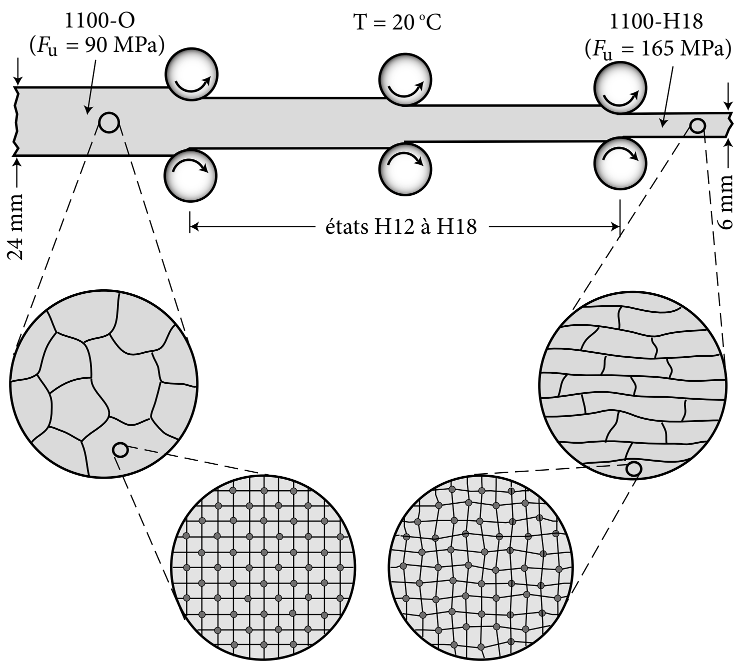


FIGURE 2.12 Effet de l'écrouissage

2.5.5 Éléments d'alliage et écrouissage combinés

Il est possible d'augmenter la résistance à la traction de l'aluminium pur en utilisant l'écrouissage seulement. Cependant, l'ajout de seulement 1 % d'éléments d'alliage produit une augmentation de la résistance à la traction plus grande que l'écrouissage à l'état H18 d'un aluminium pur. De plus, la ductilité de cet alliage est meilleure que celle de l'aluminium pur écroui. Il est donc souvent avantageux d'utiliser des alliages et de les écrouir au besoin. La figure 2.13 montre l'augmentation de la limite ultime et de la limite élastique ainsi que la diminution de la ductilité (réduction de l'allongement pour un effort donné) en fonction de la quantité d'écrouissage pour l'aluminium pur et trois alliages non traitables thermiquement. La ductilité étant moins bonne, il est plus difficile de travailler les pièces fortement écrouies.

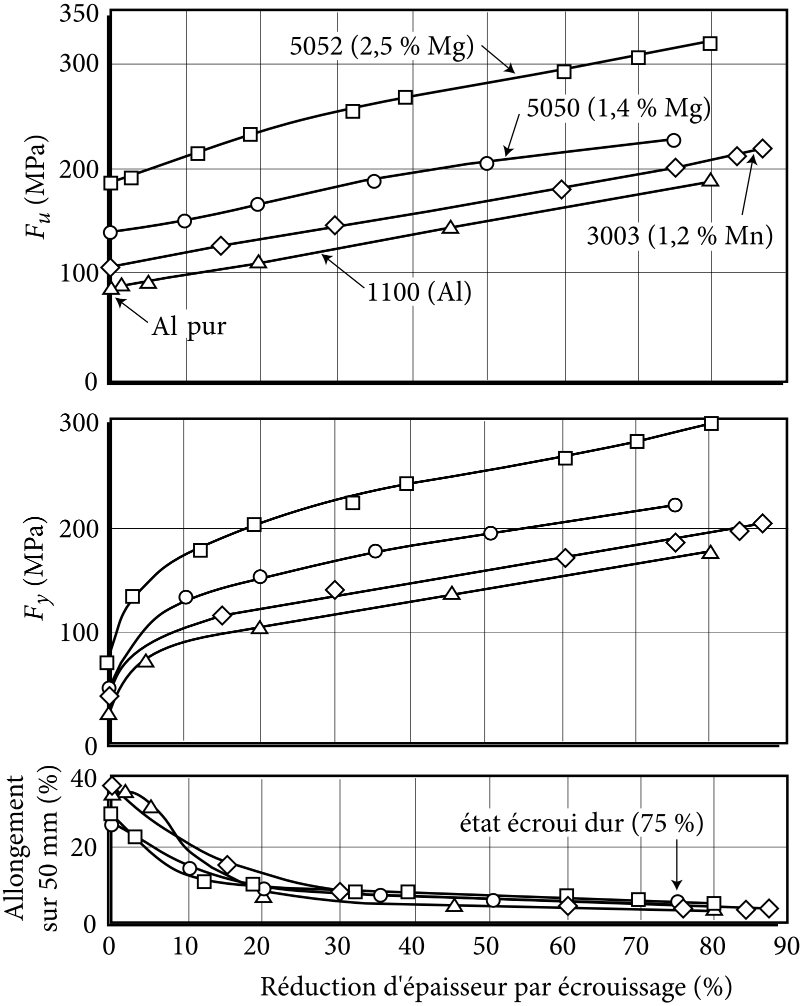


FIGURE 2.13 Influence des alliages et de l'écrouissage sur les propriétés mécaniques

2.5.6 Comparaison des propriétés des séries d'aluminium

Les différentes séries d'alliages de corroyage peuvent être classées en deux catégories, comme nous l'avons déjà vu : les alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000) et les alliages traitables thermiquement (séries 2000, 4000, 6000 et 7000). La série 4000, qui n'est pas utilisée structuralement, fait quelque peu exception, tel que déjà mentionné aux sections 2.4.2 et 2.4.3.

La figure 2.14 donne une idée des niveaux relatifs de résistance mécanique qu'il est possible d'obtenir, selon les méthodes utilisées pour augmenter la résistance des alliages d'aluminium. L'aluminium pur à l'état recuit (1100-O) est comparé à un alliage Al-Mn recuit de la série 3000, à un alliage (Al-Mg) à l'état écroui dur de la série 5000 (non traitable thermiquement), ainsi qu'à un alliage traité thermiquement à l'état T6 (mis en solution et vieilli artificiellement) de la série 2000. La figure indique, qu'en général, les alliages traités thermiquement offrent une meilleure résistance que les alliages non traitables thermiquement et que ces derniers sont à leur tour plus résistants que les alliages qui n'ont subi aucun traitement thermique ou travail mécanique. Le soudage, comme on le verra plus loin, viendra changer quelque peu les données.

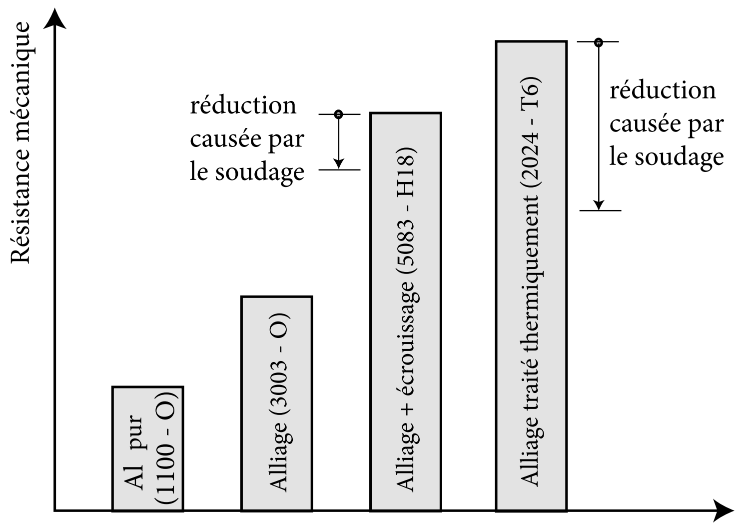


FIGURE 2.14 Niveaux relatifs de résistance mécanique

2.5.7 Traitements thermiques des séries 2000, 6000 et 7000

La résistance mécanique des alliages traitables thermiquement est améliorée tout d'abord par les éléments d'alliage. Ces éléments étant plus solubles dans l'aluminium solide à haute température qu'à basse température, il est possible d'effectuer des traitements thermiques qui améliorent davantage les propriétés mécaniques. Les alliages traités thermiquement, comme on vient de le voir, sont plus résistants que les alliages non traitables thermiquement mais écrouis, et ils conservent une meilleure ductilité. Il y a certains alliages qui peuvent atteindre une limite ultime aussi élevée que 700 MPa.

Diagramme de phase

Un diagramme de phase définit, pour un métal et un élément d'alliage donnés, les différentes phases formées à différentes températures pour différents pourcentages d'alliage dans des conditions de refroidissement lent. Le diagramme de phase du cuivre dans l'aluminium, qui caractérise la série 2000, est montré à la figure 2.15. On comprendra l'utilité d'un tel diagramme en examinant ce qui arrive à l'aluminium pur (0 % de cuivre) lorsqu'il passe de l'état de métal en fusion à l'état solide, c'est-à-dire en suivant les étapes 1, 2 et 3, et en examinant le comportement de l'alliage 2024 (4,4 % de cuivre) lorsqu'il se refroidit, en suivant les étapes A, B, C et D.

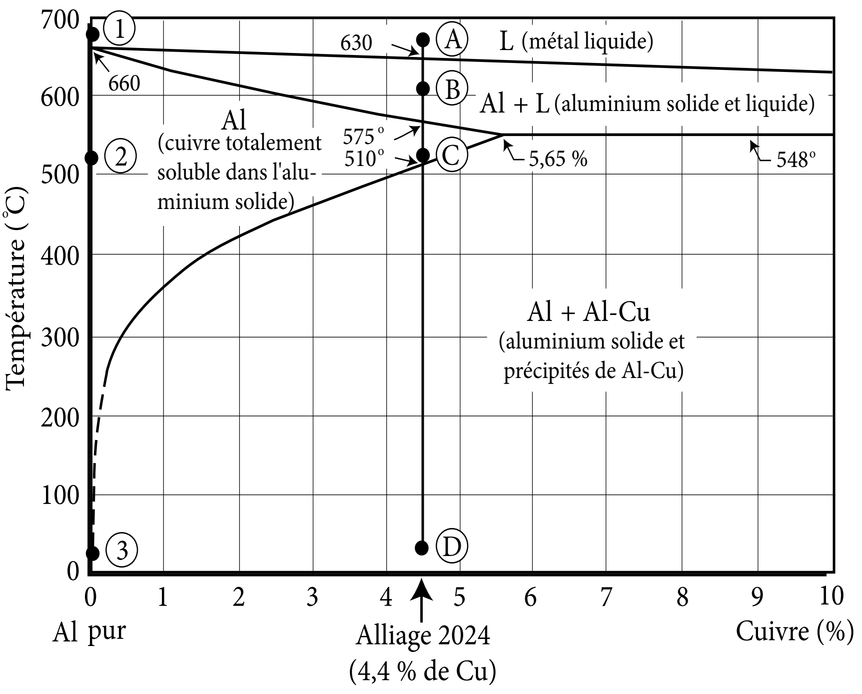


FIGURE 2.15 Diagramme de phase du cuivre dans l'aluminium (série 2000)

Pour l'aluminium pur, donc :

Étape 1 – À 670 °C, l'aluminium est liquide, le point de fusion étant de 660 °C.

Étape 2 – À 515 °C, l'aluminium est totalement solidifié sous la forme cubique à faces centrées (Al). En fait, cet état a débuté à 660 °C.

Étape 3 – À 20 °C, la structure cristalline est toujours la même qu'elle était à 515 °C. Il en sera ainsi jusqu'à –200 °C.

Pour l'alliage 2024 :

Étape A – Le mélange Al-Cu est liquide (L) comme un mélange de sucre et café chaud.

Étape B – À partir de 630 °C, le mélange liquide a commencé à se solidifier. Il est à la fois liquide et solide (Al + L). La solidification se poursuivra jusqu'à 575 °C. Il convient de noter que la gamme des températures de solidification (entre 575 et 630 °C) créera des problèmes de fissuration à chaud lors d'opérations de soudage.

Étape C – À 575 °C, le métal est totalement solidifié. Il y a toujours une solution de cuivre dans l'aluminium, comme à l'étape A, mais au lieu d'avoir une solution liquide, il y a une solution solide et ce, jusqu'à 510 °C.

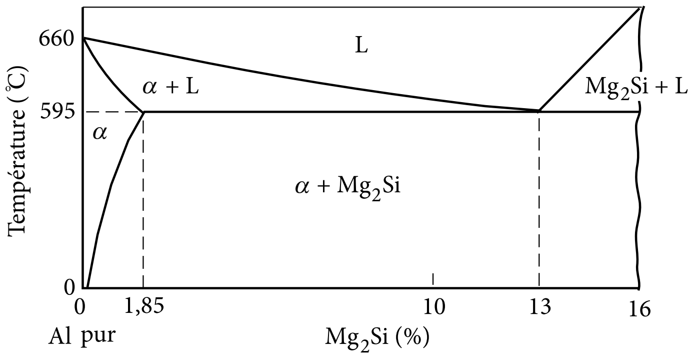
Étape D – Lorsque la température passe sous les 510 °C, une partie du cuivre devient insoluble dans l'aluminium et a tendance à diffuser pour créer des précipités de Al-Cu ($CuAl_2$), de la même façon qu'un précipité de sucre se forme si on en met trop dans le café. À mesure que la température baisse, la solubilité du cuivre baisse et davantage de précipités se forment. Dans le cas du café, le sucre précipite dans le fond du café. Pour ce qui est du cuivre dans l'aluminium, il précipite aux joints de grains, si le refroidissement se fait lentement.

On remarquera, sur la figure 2.15, que la quantité de cuivre excédant 5,65 % n'est pas soluble à l'état solide à quelque température que ce soit.

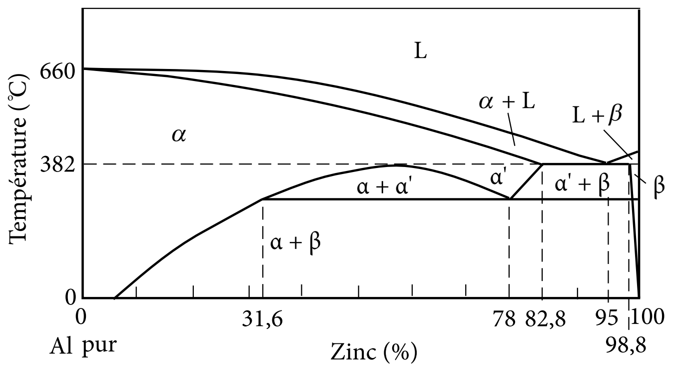
Il peut s'avérer utile de connaître les diagrammes de phase des autres séries d'alliages. Ainsi, on comprendra mieux le comportement des alliages lors de leur fabrication. On comprendra, entre autres, pourquoi les alliages de la série 6000 comportent de très faibles pourcentages de Mg_2Si (moins de 2 %) et pourquoi les alliages de la série 7000 comportent des pourcentages parfois appréciables d'éléments d'alliage (7-12 %). La figure 2.16 présente les diagrammes de phase des séries 6000 et 7000, dont les précipités sont respectivement le Mg_2Si et le Zinc. Les diagrammes de phase des séries d'alliages non traitables thermiquement sont présentés à la figure 2.17. Il peut être utile de rappeler que ces alliages ne répondent pas aux traitements thermiques et qu'il faille recourir à la déformation à froid (écrouissage) pour augmenter les propriétés mécaniques.

Déversement d'une poche de coulée d'aluminium dans un four PHOTO : A.B.I., ALCOA

On conviendra que la réalité est plus complexe que les diagrammes ne le laissent voir, étant donné que les alliages comportent toujours plus d'un élément d'alliage.



a) Série 6000

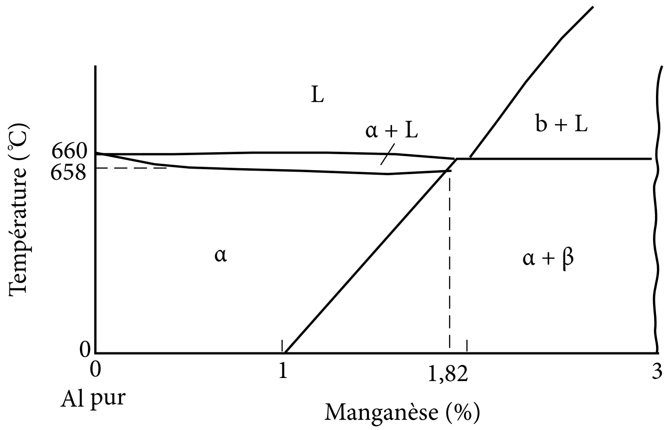


b) Série 7000

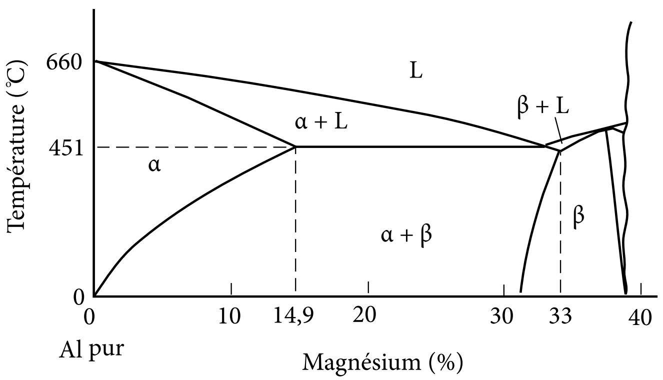
FIGURE 2.16 Diagrammes de phase des séries 6000 et 7000 (traitables thermiquement)

Solubilité des éléments d'alliage

Il est important de connaître la solubilité maximale de certains éléments d'alliage à haute température, car elle permet d'évaluer la quantité d'éléments qu'il est possible de mettre en solution à haute température et de faire précipiter en refroidissant la solution. Le tableau 2.4 présente la solubilité maximale des principaux éléments d'alliage. Ces valeurs, qui peuvent être trouvées dans les diagrammes de phase, sont valables, dans la majorité des cas, pour des systèmes binaires (aluminium plus l'élément listé). Dans la réalité, il y a plus de deux éléments dans un alliage d'aluminium et les valeurs diffèrent légèrement. Il convient de souligner qu'il est possible d'ajouter plus d'éléments d'alliage que la solubilité maximale ne le permet. Il en résultera un composé dont une partie ne pourra jamais être remise en solution.



a) Série 3000



b) Série 5000

FIGURE 2.17 Diagrammes de phase des alliages non traitables thermiquement

TABLEAU 2.4 Solubilité maximale des principaux éléments d'alliage

Élément d'alliage	% Poids	Température (°C)
Cu	5,65	548
Mg	14,90	451
Mn	1,82	658
Si	1,65	577
Zn	82,80	382
Mg-Si (Mg_2Si)	1,85	595
Mg-Zn ($MgZn_2$)	16,90	475

Processus de traitement thermique

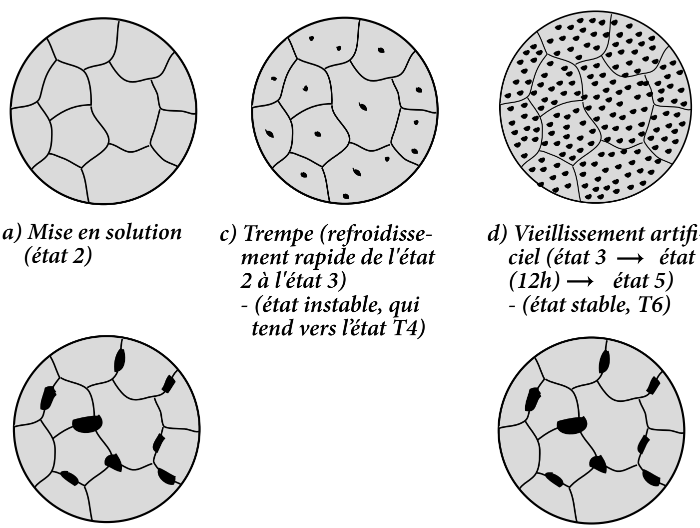
On comprendra mieux la nature des différents traitements thermiques introduits dans la section 2.4.2, en reprenant l'exemple de l'alliage 2024 dans le diagramme de phase de la figure 2.15 et en faisant varier la température.

a) Mise en solution

Le processus de mise en solution consiste à prendre une pièce d'aluminium à la température de la pièce (état 1A sur la figure 2.18f) et à l'amener le plus rapidement possible à l'état (2). Si la pièce était fabriquée selon un processus de fabrication à chaud (1B), elle serait aussi amenée à (2). Lorsque la pièce a atteint 515 °C de part en part, les éléments d'alliages sont alors totalement dissous en solution solide, c'est-à-dire dans l'aluminium solide dont la structure granulaire est illustrée sur la figure 2.18a. Cette structure est la même que celle de la figure 2.9c.

b) Refroidissement lent (recuit)

Il faut éviter de refroidir lentement l'aluminium mis en solution, c'est-à-dire de passer lentement de l'état (2) à l'état (3). En l'occurrence, il se forme de gros précipités aux joints de grains et les propriétés ne sont pas maximales (figure 2.18b). On obtient ainsi des propriétés équivalentes à celles de l'état recuit (2024-O, F_u = 184 MPa. Pour avoir un effet maximal sur les propriétés, les précipités doivent se produire partout dans les grains et ils ne doivent pas être trop gros.



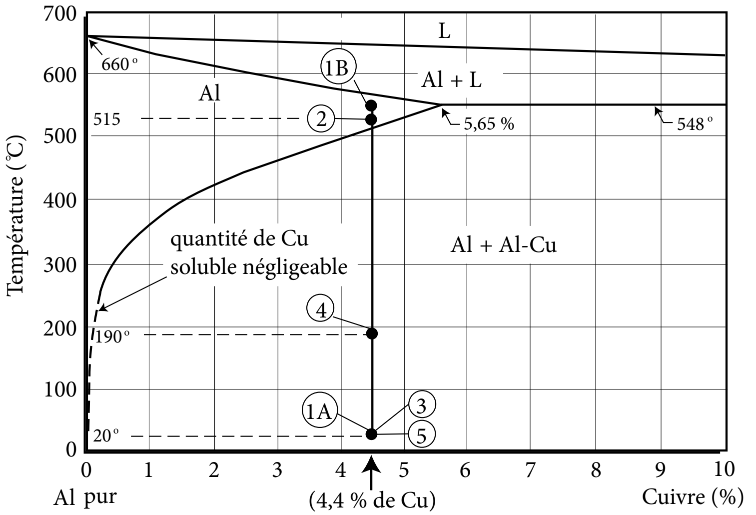
a) Mise en solution (état 2)

c) Trempe (refroidissement rapide de l'état 2 à l'état 3) - (état instable, qui tend vers l'état T4)

d) Vieillissement artificiel (état 3 ⟶ état 4 (12h) ⟶ état 5) - (état stable, T6)

b) Recuit (refroidissement lent de l'état 2 à l'état 3)

e) Survieillissement (équivalent à recuit)



f) Diagramme de phase du cuivre

FIGURE 2.18 Processus de traitement thermique - Exemple de l'alliage 2024

c) Trempe

Si on refroidit rapidement de (2) à (3), les atomes de cuivre n'ont pas le temps de migrer aux joints de grains et ils demeurent en solution dans les grains (figure 2.18c). Par conséquent, aussitôt que la pièce dans l'état (2) est sortie du four, elle doit être refroidie rapidement à l'état (3) en la trempant dans l'eau. À cet état, la structure est instable car des précipités se forment, mais très lentement. Il se produit alors un *vieillissement naturel*. Les propriétés obtenues sont alors celles du 2024-T4 « mis en solution et vieilli naturellement à un état relativement stable » dont la limite ultime est égale à 470 MPa. Pour accélérer le processus, il faut chauffer légèrement. L'opération s'appelle un *vieillissement artificiel*. Le vieillissement artificiel est nécessaire pour la plupart des alliages, car le vieillissement naturel est trop lent.

d) Vieillissement artificiel (revenu)

Le vieillissement artificiel consiste à amener la pièce de l'état (3) à l'état (4) en chauffant pendant 12 heures à 190 °C, puis à refroidir en ramenant la pièce à l'état (5). Des précipités se forment dans toute la structure et les propriétés maximales sont obtenues (figure 2.18d). En fait, il s'agit de l'état T6 « mis en solution et vieilli artificiellement», et l'alliage ainsi obtenu est le 2024-T6 dont la limite ultime est égale à 485 MPa.

e) Survieillissement

Si on prolonge indûment le traitement à 190 °C, les précipités migrent aux joints de grains. Les propriétés sont alors les mêmes qu'à l'état recuit (figure 2.18e ou 2.18b). On dit qu'il y a survieillissement. La limite ultime de l'alliage est donc de retour à 184 MPa. C'est aussi un état qui peut être créé par le soudage d'un alliage T6, comme on le verra à la section suivante. Il convient de souligner, à ce point-ci, que les produits dans l'état T4 sont moins disponibles que les produits dans l'état T6 parce qu'ils vieillissent lors de leur entreposage et que leurs propriétés changent avec le temps. Le vieillissement rend les alliages de moins en moins malléables. Par conséquent, il est préférable de déformer les produits, si possible après la trempe, ou dans l'état T4 lorsqu'ils sont jeunes. Ces produits sont généralement disponibles lorsqu'ils sont commandés en grande quantité.

f) Vieillissement et survieillissement

La figure 2.19 illustre assez bien ce qui se produit dans le temps lorsqu'un traitement de vieillissement (artificiel) est appliqué à une température donnée, à un alliage quelconque. Après une période d'incubation très courte, les propriétés augmentent à la suite de l'obtention d'une dispersion et d'une grosseur optimale des précipités (figure 2.18d). C'est dans cet état que les précipités empêcheront le plus le glissement des plans d'atomes et que les résistances à la traction seront les meilleures. Au bout d'un certain temps, variable en fonction des alliages, les précipités deviennent trop gros, il n'y en a plus assez et ils ont tendance à migrer aux joints de grains (figure 2.18e). C'est le survieillissement. Les propriétés diminuent et deviennent équivalentes à celles de l'état recuit (figure 2.18b).

On a démontré qu'il faut 100 000 heures (~11,5 ans) de vieillissement à la température de la pièce pour augmenter les propriétés de l'alliage 6061 de 170 à 280 MPa. C'est pourquoi il est souvent nécessaire d'effectuer ce traitement à une température supérieure pour le faire en des temps raisonnables. Toutefois, plus la température de vieillissement augmente, moins les propriétés que l'on peut obtenir sont élevées. Pour l'alliage 6061, la durée du traitement de vieillissement est de 18 heures à une température de 155 à 165 °C ou de 8 heures à une température de 170 à 180 °C, selon les produits que l'on désire obtenir. Il existe, dans la littérature spécialisée, des tableaux de temps et de températures pour différents traitements thermiques.

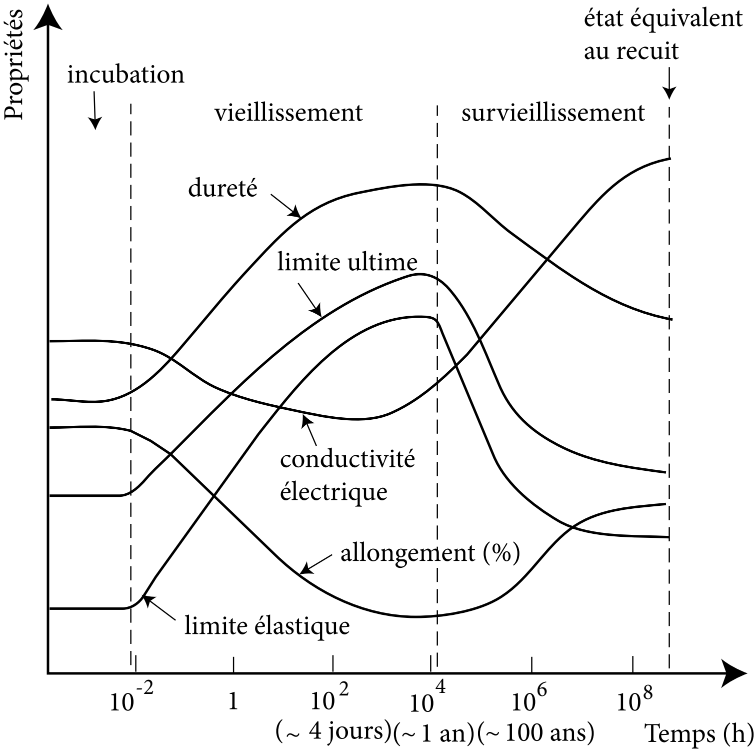


FIGURE 2.19 Variation des propriétés résultant d'un traitement de vieillissement

2.5.8 Recristallisation

La recristallisation est la formation d'une nouvelle structure cristalline obtenue par chauffage, à la suite d'un écrouissage. Ce traitement s'accompagne d'un adoucissement des propriétés mécaniques. La recristallisation peut se produire, car les distorsions créées dans le réseau cristallin par l'écrouissage engendrent des contraintes dans le métal (figure 2.12). Si on élève la température suffisamment, les atomes accumulent de l'énergie et ils ont tendance à se réorganiser en un nouveau jeu de blocs Légo. Il s'ensuit une disparition des contraintes résiduelles existantes et une structure totalement régénérée, plus douce que la structure écrouie originale. On utilise l'écrouissage suivi de la recristallisation, pour contrôler la grosseur des grains. Le processus de recristallisation est illustré sur la figure 2.20.

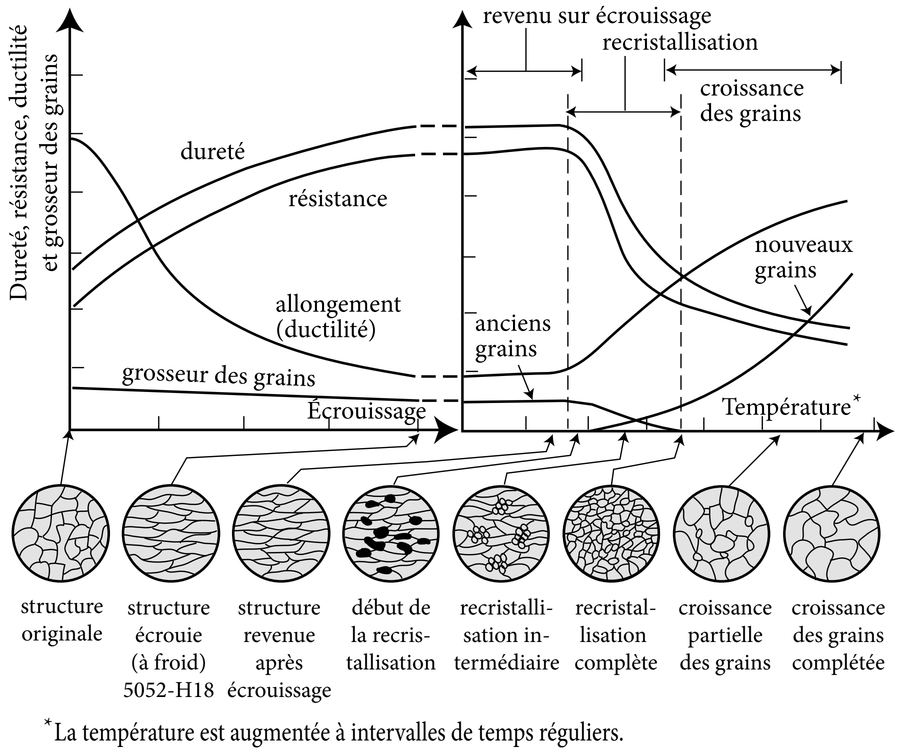


FIGURE 2.20 Procédé de recristallisation

2.5.9 Combinaison de traitements thermiques et de travail à froid

Après la mise en solution et la trempe (figure 2.18c), les pièces peuvent être écrouies avant (état T8) ou après (état T9) le vieillissement au four. Les propriétés obtenues seront alors supérieures, dans les deux cas, à celles du traitement thermique seul, sans écrouissage. Si le travail à froid suit le vieillissement (T9), on obtient les résistances à la traction les plus élevées. Cependant, cela peut occasionner des problèmes puisqu'après le traitement de vieillissement, l'alliage est si dur que lorsqu'on veut l'écrouir, il peut fissurer pour certains alliages.

L'alternative est de faire le travail à froid avant le vieillissement (T8). L'alliage est alors moins dur, ce qui facilite l'opération d'écrouissage. Le vieillissement subséquent peut être fait à une température plus basse, car l'alliage écroui répond mieux au traitement de vieillissement. Par contre, on perd un peu de résistance à la traction, car le traitement de vieillissement annule partiellement l'effet de l'écrouissage (figure 2.20). Le tableau 2.5 illustre bien les différentes variantes de traitements pour l'alliage 6063 et les conséquences que ces traitements ont sur la résistance ultime.

TABLEAU 2.5 Combinaisons de traitements thermiques et de travail à froid pour l'alliage 6063

Alliage et État	Traitements	Résistance ultime (MPa)
6063-O	Recuit	90
6063-T4	Mise en solution et trempe	170
6063-T6	T4 + vieillissement (artificiel)	240
6063-T8	T4 + écrouissage puis vieillissement	255
6063-T9	T4 + vieillissement puis écrouissage	> 255*

* Valeur non disponible. Toutefois, il est logique de prédire des proprités supérieures.

2.5.10 Recuit

Ce traitement rend l'alliage d'aluminium écroui, traité thermiquement ou les deux, dans son état le plus ductile. Le recuit peut avoir plusieurs utilités. Par exemple, lorsqu'on doit tréfiler du fil à de petits diamètres, le fil devient très dur en cours d'opération, à cause de l'écrouissage. Il peut être avantageux de le recuire pour l'adoucir avant de poursuivre le processus. La désignation de l'état recuit est la lettre O. Tous les grades d'aluminium de corroyage sont disponibles dans l'état O, même les alliages non traitables thermiquement.

Pour les alliages de fonderie, les structures peuvent être différentes à travers la pièce coulée, car le taux de refroidissement peut ne pas avoir été uniforme. Pour homogénéiser la structure, un recuit peut être effectué.

Pour l'alliage 2024, le traitement de recuit se fait de la façon suivante (se référer à la figure 2.18f pour suivre la procédure) :

a) Pour annuler l'effet des traitements thermiques antérieurs, il faut chauffer de 2 à 3 heures, à 415 °C. À cette température, tous les éléments insolubles captifs dans la structure cristalline s'amalgament et vont précipiter aux joints de grains. Les précipités qui existaient déjà au milieu des grains, à la suite d'un traitement de vieillissement préalable, migrent aux joints de grains. Le résultat final est une structure avec des propriétés mécaniques plus faibles. En fait, les propriétés de l'état recuit sont les mêmes que celles d'un alliage survieilli (figure 2.18e).

   Le refroidissement de la pièce chauffée à 415 °C se fait en abaissant la température de 30 °C à l'heure, de 415 à 260 °C. Dans cette gamme de températures, il ne faut pas refroidir trop vite car, en raison de la baisse de solubilité du cuivre entre 415 et 260 °C, cela empêche les précipités qui se forment de migrer aux joints de grains. Un refroidissement trop rapide les garderait en solution. En dessous de 260 °C, le taux de refroidissement n'a pas d'importance, car la quantité de cuivre encore en solution est négligeable (0,25 %).

b) Pour annuler l'effet de l'écrouissage, il suffit d'amener l'alliage à 345 °C et de refroidir dès que l'ensemble de la pièce a atteint cette température. Le taux de refroidissement est sans importance. Cette température est suffisante pour éliminer toutes les distorsions induites par travail à froid dans la structure cristalline. Les atomes se relocalisent pour établir un réseau cristallin plus ordonné, plus ductile et moins résistant. Ce traitement à 345 °C est bon pour tous les alliages de corroyage allant de la série 1000 à 7000.

2.5.11 Relaxation des contraintes résiduelles

Un traitement thermique fondamentalement simple peut être utilisé pour enlever ou réduire les contraintes résiduelles qui résultent de la fabrication, de l'usinage ou du soudage d'une pièce. Ces contraintes peuvent avoir des effets néfastes, car elles risquent de déformer les pièces pendant des opérations d'usinage subséquentes ou, dans le cas de pièces soudées, elles peuvent réduire la résistance à la fatigue. Il faut être prudent lorsqu'on choisit d'appliquer ce traitement, car il diminue la résistance à la traction des pièces traitées.

La figure 2.21 illustre la distribution des contraintes résiduelles sur la largeur d'une pièce soudée en aluminium, alors que la figure 2.22 montre l'effet d'un traitement de relaxation de contraintes d'une heure à plusieurs températures pour un assemblage soudé en alliage 5456-H321 (Al-Mg, écroui et stabilisé, 1/4 dur). Le niveau de contraintes résiduelles après soudage était de 117 MPa. On constate qu'en chauffant la pièce pendant une heure, à 280 °C, les contraintes résiduelles ont baissé de 117 à 28 MPa. Si on veut réduire davantage les contraintes résiduelles, la résistance à la traction du matériau de base sera sérieusement affectée. La résistance à la traction dans la zone affectée thermiquement, par contre, ne devrait pas changer de façon significative.

Une des principales limites du procédé de relaxation des contraintes est la dimension des pièces à traiter. Il est impossible, la plupart du temps dans le domaine de la construction, de se débarrasser des contraintes résiduelles. Il faut apprendre à vivre avec.

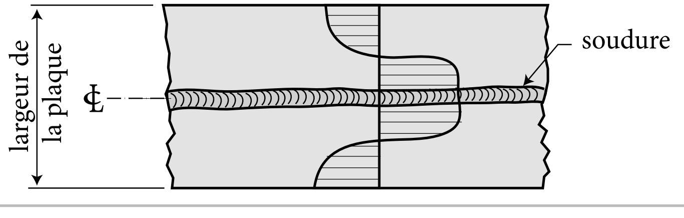


FIGURE 2.21 Distribution des contraintes résiduelles sur une pièce soudée

Il existe une autre façon d'effectuer un traitement de relaxation des contraintes. Il s'agit d'étirer un produit écroui dans le but de produire une déformation permanente de 1 à 3 %, ce qui est suffisant pour faire disparaître une portion appréciable des contraintes résiduelles. Par exemple, on peut effectuer ce traitement pour certains alliages en étirant le produit après la mise en solution et avant le traitement de vieillissement. Il s'agit beaucoup plus d'un procédé industriel, dans ce cas-ci.

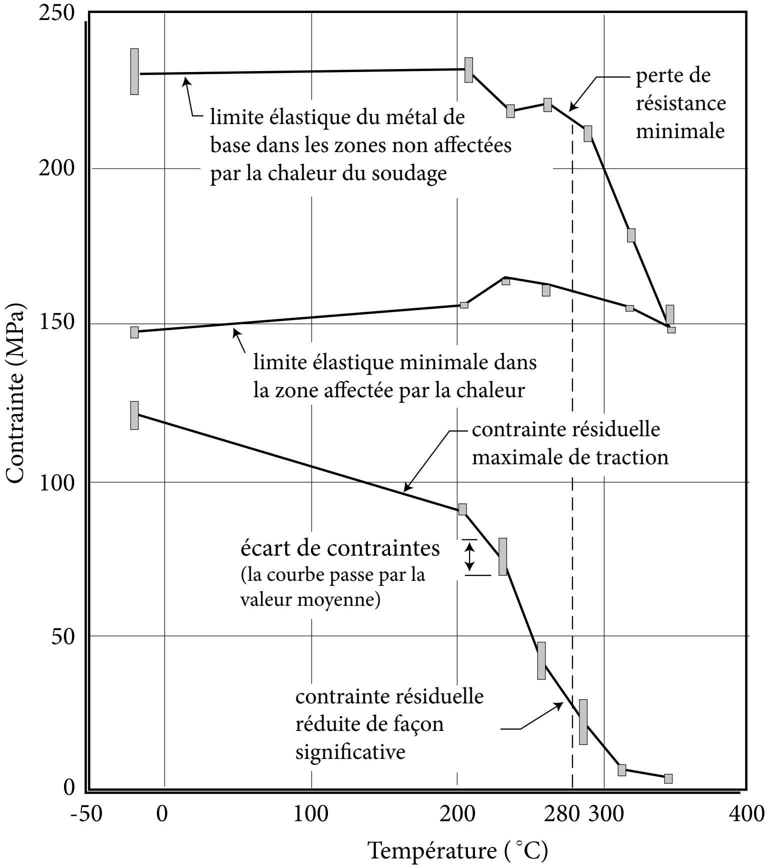


FIGURE 2.22 Relaxation des contraintes résiduelles d'une pièce en alliage 5456-H321

2.5.12 Stabilisation

Le procédé de stabilisation est un chauffage léger, à une température un peu plus élevée que la température d'utilisation, dans le but de stabiliser les propriétés de l'alliage. Ce traitement est utile lorsque l'alliage produit vieillit à la température de la pièce. Pour éviter le changement de propriétés en service, on accélère le vieillissement par chauffage léger pour stabiliser les propriétés avant l'utilisation de l'alliage.

2.5.13 Réfrigération

Certains alliages qui vieillissent rapidement à la température de la pièce peuvent être mis dans des réfrigérateurs jusqu'à leur utilisation, à la suite de la mise en solution et de la trempe. Par exemple, pour l'industrie de l'aviation, certains rivets sont mis en solution, refroidis et réfrigérés jusqu'à leur utilisation. Ils sont alors dans un état relativement doux et ils peuvent être facilement insérés. L'installation se fait alors qu'ils sont dans l'état W (voir la section 2.4.2). De l'écrouissage se produit à l'installation et il y a vieillissement naturel une fois les rivets posés. Les rivets prennent toute leur force une fois en place et ils deviennent dans l'état T3 (« mis en solution, travaillé à froid et vieilli naturellement à un état relativement stable »).

2.5.14 Traitements thermiques, temps et températures

La figure 2.23 résume schématiquement la façon d'appliquer les principaux traitements thermiques. Les temps et températures exacts sont donnés sous forme de tableau et peuvent être obtenus, au besoin, dans la littérature spécialisée.

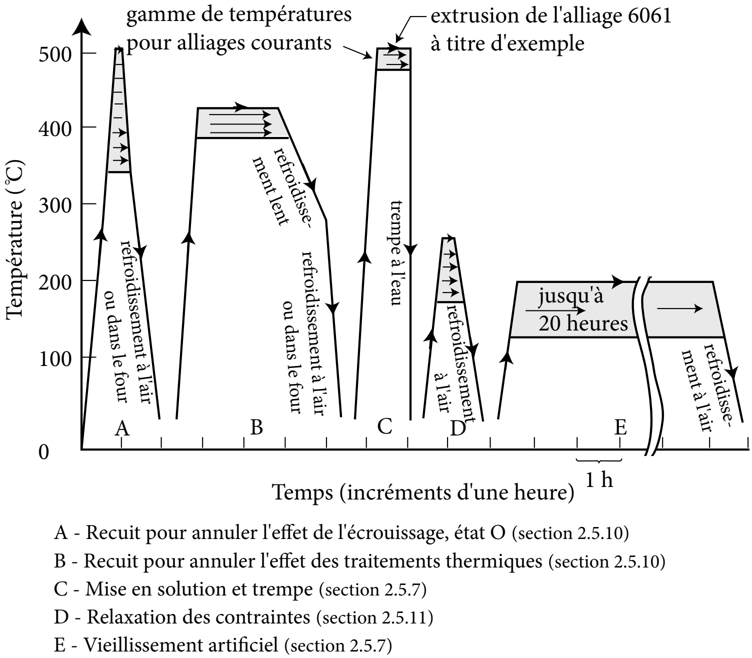


FIGURE 2.23 Principaux traitements thermiques

2.6 INFLUENCE DU SOUDAGE

2.6.1 Effets du soudage sur les propriétés

Dans la section précédente, on a pris conscience que la chaleur joue un rôle très important dans le comportement des alliages de corroyage, en modifiant de façon parfois très marquée les propriétés mécaniques de ces alliages. Puisque le soudage dégage localement une très grande quantité de chaleur, on comprendra que les propriétés du métal risquent de changer dans la zone affectée thermiquement (ZAT).

La conductibilité thermique de l'aluminium étant grande, on doit s'attendre à avoir une zone affectée thermiquement qui soit relativement large. Pour le calcul des structures, la ZAT est variable, comme on le verra plus loin, mais on l'évalue approximativement à 25 mm de chaque côté du joint, pour le moment. La zone affectée thermiquement possède une résistance à la traction réduite. Si, pour un alliage écroui ou traité thermiquement, on découpe une éprouvette dans la plaque de la figure 2.24a pour la soumettre à un essai de traction, il est assuré qu'elle cassera dans la zone affectée thermiquement ou dans la soudure, à une charge nettement moins élevée que la capacité du métal de base, loin de la soudure (figure 2.24b).

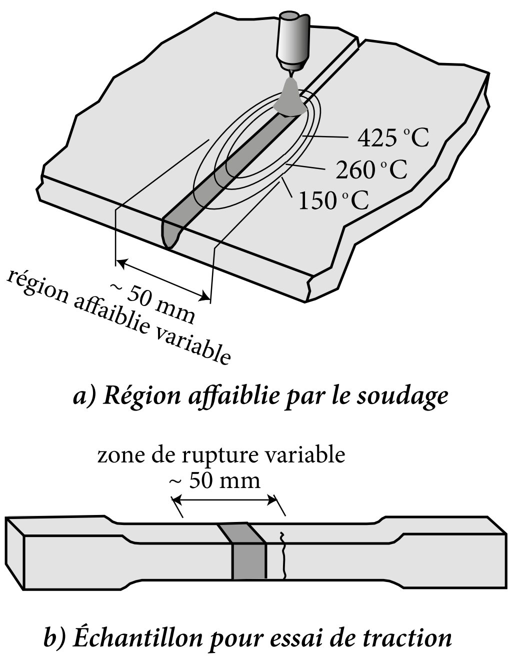


FIGURE 2.24 Zone affectée par le soudage d'une plaque d'aluminium

2.6.2 Effets du soudage sur les alliages non traitables thermiquement

Tous les effets de l'écrouissage (section 2.5.4 et figure 2.20) sont perdus si on atteint 350 °C pendant peu de temps. Les différents traitements produits dans la zone affectée par la chaleur, en s'éloignant du métal fondu, sont :

- un recuit complet avec grossissement des grains (section 2.5.10 b et figure 2.25). On atteint alors l'état O ;
- une recristallisation (section 2.5.8) ;
- un revenu sur écrouissage suivi d'un refroidissement lent (chauffage léger) ;
- un métal de base non affecté.

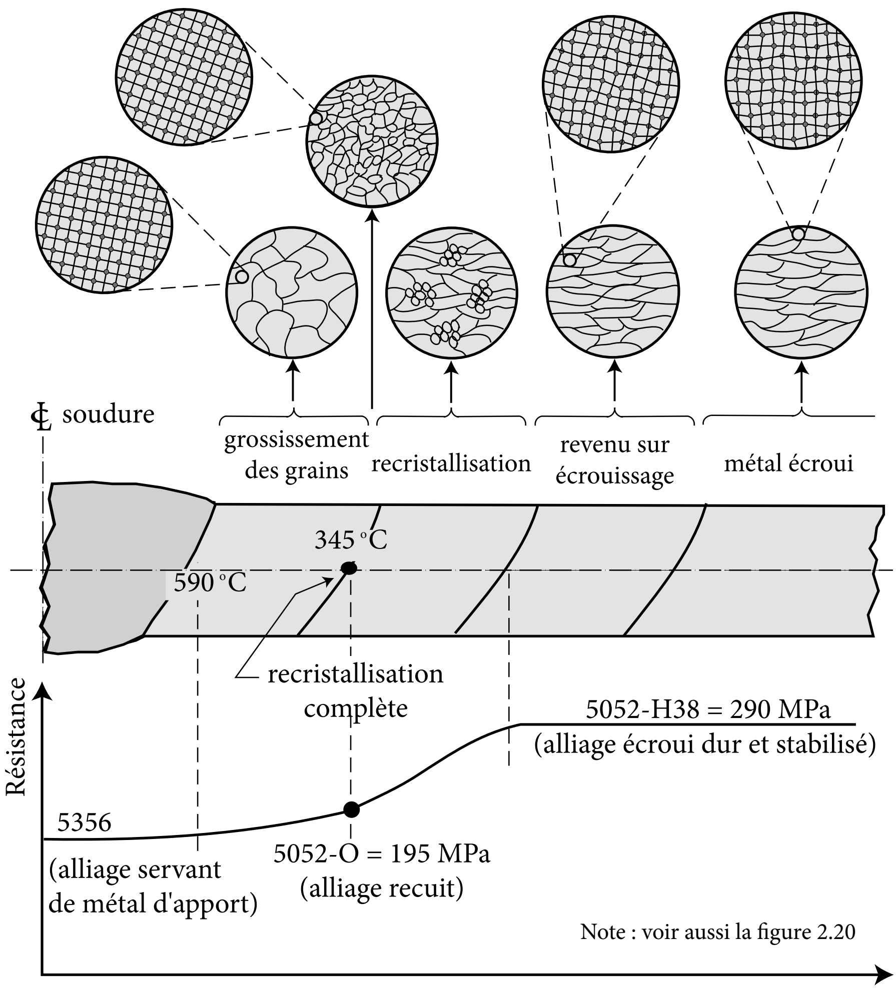


FIGURE 2.25 Influence du soudage sur un alliage écroui, non traitable thermiquement (séries 3000 et 5000)

Par conséquent, la résistance du métal de base, après soudage, sera considérée du point de vue du design comme étant *la résistance dans l'état recuit* pour les alliages structuraux des séries 3000 et 5000 (voir la section 2.4.1 et la figure 2.14). Les alliages de la série 1000 n'ont pas d'applications structurales, à proprement parler, alors que les alliages de la série 4000 (aussi traitables thermiquement) sont généralement utilisés comme métal d'apport et non comme alliages structuraux (voir les sections 2.4.2 et 2.4.3). La figure 2.25 indique l'effet du soudage sur un alliage non traitable thermiquement, écroui et stabilisé (5052-H38). On remarque la similitude entre cette figure et la figure 2.20. On conviendra que le soudage d'un alliage recuit (état O) entraîne une perte minimale de résistance, tel qu'illustré sur la figure 2.26.

La large bande de matériau devenue ductile (figures 2.20 et 2.24a) fait, qu'en général, les alliages non traitables thermiquement sont faciles à souder puisqu'en s'étirant, la bande reprend une bonne partie des retraits qui surviennent au refroidissement. Les alliages résistants de la série 5000 sont excellents pour la fabrication de pièces ou de charpentes soudées, à cause des propriétés mécaniques relativement uniformes dans la région soudée. La perte de résistance pour les alliages courants de la série 5000 est de l'ordre de 30 à 40 % pour la limite élastique et de l'ordre de 10 % pour la limite ultime.

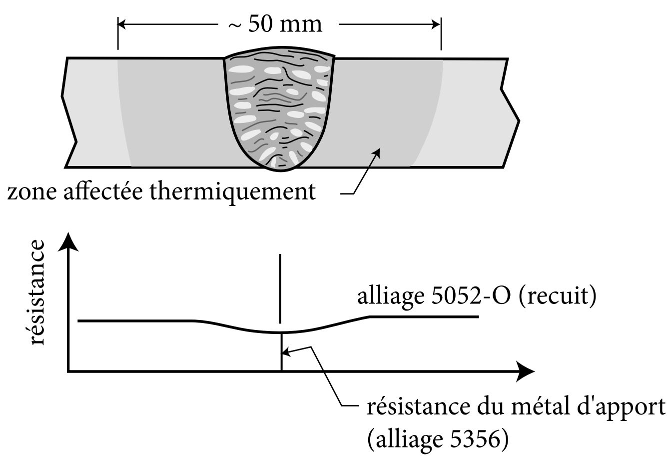


FIGURE 2.26 Influence du soudage sur un alliage recuit, non traitable thermiquement

2.6.3 Effets du soudage sur les alliages traités thermiquement

Le soudage des alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000) est généralement plus difficile à exécuter que le soudage des alliages non traitables thermiquement (section précédente). Si on considère, à titre d'exemple, un alliage dans les états T4 et T6 (section 2.4.2), les effets du soudage sont les suivants dans la zone affectée par la chaleur, en s'éloignant de la soudure :

- une mise en solution et trempe (figures 2.18 a, c) ;
- un survieillissement, si on est dans l'état T6, ou un léger survieillissement (ou encore un vieillissement artificiel) si, au départ, on est dans l'état T4 (figures 2.18 d, e) ;
- un métal de base non affecté.

La figure 2.27 résume l'effet du soudage sur un alliage traité thermiquement dans les états T6 et T4. Il pourrait, en l'occurrence, s'agir de l'alliage 6061 avec, comme métal d'apport, l'alliage 4043.

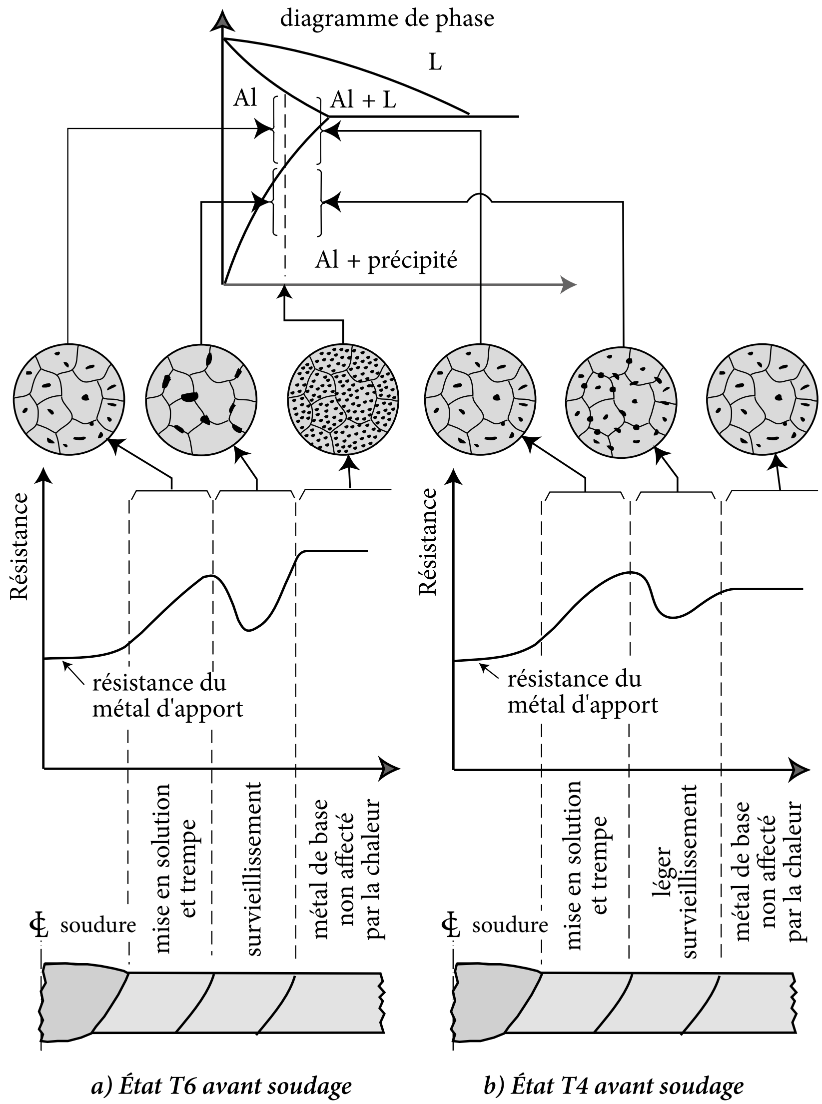


FIGURE 2.27 Influence du soudage sur un alliage traité thermiquement (série 6000)

Contrairement aux alliages non traitables thermiquement, les alliages traités thermiquement doivent être maintenus longtemps à une température élevée avant de retourner à l'état recuit (section 2.5.10 a). Par conséquent, leurs propriétés après soudage s'approchent de celles à l'état T4 (« mise en solution et trempe »). Elles sont donc plus élevées que celles de l'état O (voir tableau 2.5). Les alliages traités thermiquement ont généralement des propriétés plus faibles que celles de la série 5000, une fois soudés (voir la figure 2.14). Il y a cependant des exceptions dans la série 7000, car après soudage, ces alliages vieillissent à la température ambiante. Un alliage 7004, par exemple, vieillit naturellement et, 35 jours après le soudage, il peut regagner 90 % de sa résistance originale.

La réduction de la limite élastique pour les alliages courants de la série 6000 est de l'ordre de 10 % pour les alliages dans l'état T4, mais de l'ordre de 50 % pour les alliages dans l'état T6. Pour la limite ultime, les pertes sont respectivement de l'ordre de 12 et de 30 %. On a avantage à souder les alliages lorsqu'ils sont dans l'état T4 plutôt que T6, puisque l'on réduit les risques de fissuration. En effet, le métal étant plus ductile, il impose moins de contraintes de retrait à la soudure pendant la solidification. De plus, une partie de la ZAT d'un T4 bénéficie d'un traitement de survieillissement léger plutôt que d'un survieillissement plus prononcé comme c'est le cas si on soude un alliage initialement dans l'état T6.

Enfin, il n'y a pas de réduction appréciable de la résistance après le soudage d'un alliage dans l'état recuit (état O), qu'il soit traitable thermiquement ou non.

2.6.4 Moyens de limiter la réduction des propriétés

Il convient de terminer cette section en identifiant quelques moyens de limiter la perte de résistance mécanique causée par la soudure de l'aluminium :

a) **Limiter l'apport de la chaleur et souder rapidement** pour minimiser l'étendue de la zone affectée thermiquement. Ceci aura plus d'effet sur les alliages traités thermiquement que sur les alliages non traitables thermiquement, car ces derniers deviennent à l'état recuit de façon presque instantanée près de la soudure.

   L'objectif est de chauffer et de refroidir le plus rapidement possible, pour limiter la diminution des propriétés mécaniques. Ainsi, souder au GMAW (Gaz Metal Arc Welding ; voir le chapitre 8) automatisé à haute vitesse sera mieux que de souder au GTAW (Gaz Tungsten Arc Welding) manuel. De même, il est préférable de faire des cordons droits plutôt que d'osciller.

   Si des éléments doivent être soudés, il est judicieux de choisir les alliages qui seront les moins affectés par la chaleur de soudage. Puisque les propriétés après soudage des alliages non traitables thermiquement sont celles de l'état recuit, on a avantage à choisir l'alliage qui a les meilleures propriétés à l'état recuit. C'est le cas des alliages 5454 et 5083 qui sont utilisés en construction[2.11].

b) **Localiser les soudures à des endroits où les contraintes sont faibles**.

c) **Augmenter le taux de refroidissement** en utilisant, par exemple, des gabarits en matériaux conducteurs ou en disposant des plaques d'un matériau conducteur en contact étroit avec les plaques à souder.

d) **Retraiter thermiquement l'assemblage soudé** pour les séries 2000, 6000 et 7000 (voir la section 2.5.11). Cette méthode, comme on l'a déjà signalé, est généralement peu pratique en raison de la grosseur des pièces. De plus, elle force l'utilisation d'un métal d'apport qui répond au traitement thermique mais qui, malheureusement, est très sujet à la fissuration à chaud lors du soudage.

Le traitement thermique après soudage est toutefois applicable à de petits assemblages. Il consiste soit en une mise en solution et trempe suivies d'un vieillissement artificiel, soit en un simple vieillissement, si le métal de base a été soudé dans l'état T4. Bien que le vieillissement seul ne soit pas aussi efficace que le traitement thermique complet pour retrouver la résistance initiale dans la zone affectée par la chaleur, il comporte néanmoins un avantage important. Il ne requiert pas de chauffer le métal à de très hautes températures et de le refroidir à l'eau, ce qui peut créer des distorsions de l'assemblage soudé par suite de la formation de contraintes résiduelles.

Une récupération très significative de la résistance mécanique de la zone affectée par la chaleur se produit lorsqu'une pièce soudée en alliage 6061-T4 est vieillie artificiellement après le soudage. Toutefois, lorsqu'une pièce soudée en alliage 6061-T6 subit le même traitement thermique, la résistance en traction du métal de base en dehors de la zone affectée thermiquement par le soudage est réduite, alors que celle du métal dans la zone affectée par le soudage est augmentée. La perte de résistance mécanique est causée par un survieillissement du métal de base dans l'état T6. La figure 2.18 peut aider à mieux comprendre le phénomène.

Il s'avère donc plus avantageux, lorsque c'est possible, de souder le métal dans l'état T4 et de procéder au traitement de vieillissement par la suite. Dans le même ordre d'idée, il est préférable que le métal soit dans l'état T4 s'il ne doit subir qu'un traitement de vieillissement après soudage. La figure 2.28 illustre les variations de la résistance en traction et de la dureté des alliages 6061-T4 et T6 dans la zone affectée par le soudage avec et sans traitement de vieillissement subséquent.

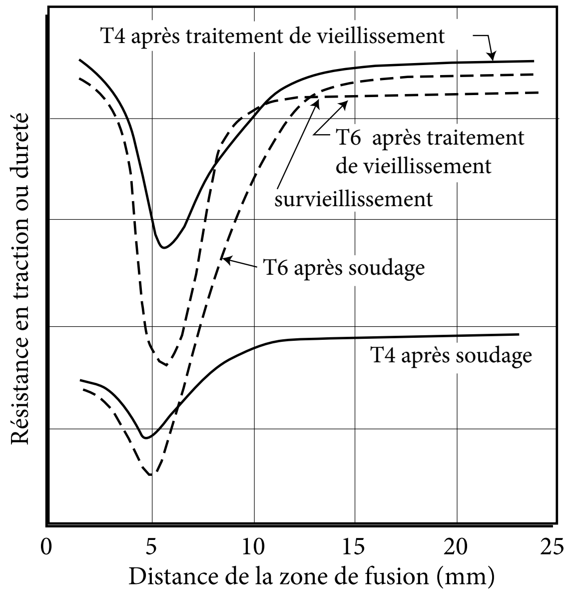


FIGURE 2.28 Résistance en traction et dureté des alliages 6061-T4 et T6 avec et sans traitement de vieillissement après soudage

2.7 FINITION ET TRAITEMENT DES SURFACES

2.7.1 Introduction

Si on prétend que l'aluminium résiste bien à la corrosion, pourquoi, alors, cherche-t-on à le protéger? Dans les faits, ce ne sont pas tous les alliages qui offrent une protection naturelle efficace contre la corrosion. Il est bien connu que les alliages au cuivre de la famille 2000 et au zinc de la famille 7000 n'ont pas une tenue suffisante à la corrosion pour être utilisés sans protection dans un milieu humide tel que l'atmosphère ambiante ou, pire, dans un milieu marin.

Un cas célèbre est celui du pont d'Arvida, qui enjambe la rivière Saguenay, à la hauteur de la centrale hydroélectrique de Shipshaw, au Québec[2.18,2.19]. L'alliage utilisé pour ce pont de 152 m est le 2014-T6 qui, au milieu des années 1900, représentait le choix le plus approprié. La principale caractéristique de cet alliage, utilisé surtout en aéronautique, est sa limite élastique élevée. Il a fallu prendre des précautions spéciales pour protéger le pont contre la corrosion lors de la construction, mais cela n'a pas empêché qu'il ait fallu intervenir à quelques occasions par après. Par la suite, cet alliage n'a jamais plus été utilisé pour la construction de ponts en aluminium.

C'est pour protéger les avions fabriqués à partir d'alliages des séries 2000 et 7000, que les chimistes ont développé des traitements de surface de l'aluminium, dans les années 1920. C'est au cours de cette période que le procédé d'anodisation a été mis au point.

Les alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000), de même que ceux de la série 6000, traitables thermiquement, ont une bonne tenue à la corrosion au point de pouvoir être utilisés sans protection dans beaucoup de milieux, y compris le milieu marin. Certains bateaux en aluminium ne sont peints dans les parties visibles que dans un seul but décoratif. Les pontons des ports de plaisance et les portiques de signalisation routière ne sont jamais peints. Ce sont pourtant des structures utilisées dans des milieux très corrosifs.

Dans le bâtiment, la plupart des applications architecturales de l'aluminium ne supportent pas la moindre corrosion par piqûres ou le moindre ternissement. Puisque l'aspect décoratif est essentiel, il faut protéger l'aluminium destiné au bâtiment par anodisation ou par peinture. Il va de soi que les éléments structuraux utilisés dans le bâtiment ne nécessitent pas de protection contre la corrosion s'ils sont cachés de la vue.

Enfin, il n'est pas recommandé de compter sur un revêtement pour protéger l'aluminium lorsqu'il est utilisé dans un milieu qui lui est très hostile[2.2]. Transporter ou stocker des produits chimiques très agressifs dans une citerne protégée par un revêtement spécial (peinture, polymère, etc.), par exemple, pourrait se traduire par une corrosion localisée qui prendrait des proportions très graves à la moindre défaillance du système de recouvrement. D'ailleurs, le matériel pour le transport et le stockage de produits chimiques, lorsqu'il est en aluminium, n'est presque jamais peint intérieurement.

Il existe quelques techniques pour éviter la corrosion de l'aluminium ou pour lui donner un fini architectural acceptable. On peut soit modifier les propriétés de surface du métal par boehmitage, par conversions chimiques, par anodisation ou par placage, soit isoler le métal du milieu extérieur par un revêtement continu (peinture, vernis) ou, encore, modifier les propriétés du milieu par des inhibiteurs.

Le but recherché dans le présent ouvrage n'est pas de faire le tour complet de la question, mais de présenter au concepteur un aperçu des principaux procédés de finition et de traitement des surfaces afin de lui permettre de faire un choix éclairé de produits pour ses applications. Le lecteur qui voudra parfaire ses connaissances sur la corrosion de l'aluminium et les moyens de protection qui y sont associés, est invité à consulter les références [2.1], [2.20] et [2.38].

2.7.2 Fini naturel

Une des caractéristiques les plus intéressantes de l'aluminium est la facilité avec laquelle le métal s'oxyde au contact de l'air. La mince couche d'oxyde, dont l'épaisseur est de l'ordre de 5 à 10 nm, est invisible, presque complètement imperméable et très résistante aux attaques d'atmosphères corrosives. Cette couche est dure, tenace et fond à une température de 2050 °C, en comparaison de 660 °C pour l'aluminium sous-jacent. Elle ne s'enlève pas à l'eau et ne tache pas les matériaux adjacents. Dans son état naturel, l'aluminium est brillant au départ, mais prend rapidement des teintes de gris.

Lorsqu'un traitement de surface est requis, on procède généralement à une anodisation ou à l'application d'une couche de peinture. Il y a toutefois un coût à payer pour le traitement lui-même ainsi que pour l'entretien subséquent. De plus, les dimensions des pièces traitées sont limitées à la grosseur des cuves pour l'anodisation ou, si la peinture est appliquée en atelier, à la dimension des chambres ou des fours. Les cuves d'anodisation peuvent atteindre 10 mètres de longueur, mais dépassent rarement 2,5 mètres de profondeur. Pour des applications structurales, il est donc préférable d'utiliser l'aluminium avec son fini naturel.

2.7.3 Procédés mécaniques

Il arrive parfois que l'on désire éliminer certaines imperfections, telles les égratignures, de la surface de produits en aluminium ou que l'on désire simplement éliminer le fini lustré naturel de l'aluminium. On utilise alors certains procédés mécaniques tels le jet de sable, le meulage ou le polissage plutôt que de recouvrir les surfaces d'une couche de peinture. Il faut toutefois procéder avec soin et utiliser les bons outils puisque l'aluminium ne possède pas la dureté de l'acier. Il n'est généralement pas facile d'obtenir un fini de qualité lorsque ces opérations sont effectuées à la main.

Il est possible de contourner cette difficulté et d'obtenir un fini de surface uniforme en faisant passer des plaques ou des feuilles d'aluminium embobinées dans des laminoirs spéciaux, lesquels impriment un motif quelconque sur la surface du produit. On parvient ainsi à cacher les bavures, les égratignures et autres imperfections qui sont trop évidentes sur une surface lisse. Les produits imprimés sont surtout intéressants pour des applications architecturales et sont généralement limités à des largeurs de 1200 mm.

2.7.4 Procédés chimiques

Les procédés chimiques de finition ou de traitement de surface consistent à utiliser des agents chimiques pour les faire réagir sur la surface du métal, de façon a en altérer la forme ou à la rendre plus absorbante. Les traitements de gravure et de conversion chimique sont les plus courants.

Le traitement de gravure

On peut attaquer la surface d'un produit en aluminium et la rendre plus rugueuse en l'exposant à des agents chimiques acides ou basiques. Les produits alcalins sont plus courants puisqu'ils sont moins coûteux et plus faciles à utiliser. Une solution de soude caustique dans l'eau est généralement suffisante. Toutefois, puisque l'aluminium ainsi gravé a une tenue à la corrosion réduite, il faut recourir à un autre procédé, par la suite, pour restaurer la résistance du métal à la corrosion.

Les traitements de conversion chimique

Les traitements de conversion chimique tendent à former une couche d'oxydes complexes de faible épaisseur, qui sert principalement de base d'adhérence aux peintures, aux vernis et aux colles. Ils augmentent la résistance à la corrosion de l'aluminium. Cette formation d'oxydes complexes peut être obtenue dans des bains de phosphatation ou de chromatation acides ou basiques.

Il y a deux types de conversions chimiques : la chromatation et la chromatation et phosphatation. La *chromatation* consiste à traiter l'aluminium dans un bain de carbonate de potassium, de bicarbonate de sodium et de bichromate de potassium pendant deux heures à 90 °C. Ce procédé produit un film gris foncé. Il n'est toutefois que rarement appliqué, de nos jours, en raison du grand choix de procédés récents qui sont plus rapides et aussi plus efficaces.

Les bains des procédés de *chromatation et phosphatation* contiennent des phosphates, des fluorures et des chromates. Un des procédés est très utilisé pour les produits laqués en continu destinés au bâtiment et un autre est utilisé dans l'industrie aéronautique pour son excellente tenue à la corrosion sans peinture.

Les films obtenus par conversion chimique sont plus minces que ceux obtenus par anodisation, mais ils sont moins coûteux et plus faciles à produire.

2.7.5 Procédés électrolytiques

Les procédés électrolytiques pour épaissir la couche d'oxyde sur l'aluminium sont appelés anodisation. Les films ainsi obtenus sont durs, inertes, durables et servent de base pour des colorants. Les couches d'oxyde obtenues par anodisation offrent une meilleure protection contre la corrosion et une meilleure résistance que celles obtenues par les procédés chimiques.

L'anodisation se produit dans un bain contenant un électrolyte capable de libérer de l'oxygène. Les électrolytes les plus courants sont les acides sulfurique et chromique. Un courant direct passe à travers l'électrolyte et force les ions d'oxygène à migrer à la surface de l'aluminium qui agit comme anode. Il se forme ainsi un film d'oxyde qui augmente en épaisseur avec le temps d'électrolyse. L'oxydation se produit à l'interface oxyde-métal et la couche grossit de l'intérieur.

Les traitements de surface par anodisation, spécifiques de l'aluminium, forment des couches d'oxyde dont la structure et les propriétés sont différentes de celles des oxydes naturels de l'aluminium. Leur épaisseur va de quelques micromètres à 100 µm, soit 1000 à 10 000 fois plus que la couche d'oxyde naturel.

L'anodisation peut avoir des objectifs très différents, notamment[2.20] :

- la décoration ;
- la protection contre la corrosion atmosphérique ;
- la résistance à l'abrasion et l'accroissement de la dureté superficielle ;
- l'adhérence de revêtements organiques (colles, vernis, peintures) ;
- la modification des propriétés électriques (isolation) ;
- la modification des propriétés optiques (pouvoir réflecteur).

Il existe plusieurs procédés d'anodisation et plusieurs variantes de ces procédés, mais les principaux sont l'anodisation sulfurique, l'anodisation chromique, l'anodisation autocolorée, l'anodisation phosphorique et l'anodisation dure. Les deux premiers sont les plus largement utilisés.

L'anodisation *sulfurique* est essentiellement utilisée pour la protection contre la corrosion atmosphérique, la pérennité d'aspect, la décoration et l'obtention de couches dures. Ce traitement est effectué en discontinu sur des profilés, des pièces moulées ou des tôles, et en continu sur des bandes. Les couches anodiques, dont la structure dépend de la nature du bain et des conditions de traitement, sont formées de cellules hexagonales percées de micropores dont le diamètre, pour une couche de 15 μm, par exemple, est 1000 fois plus petit que l'épaisseur de la couche. Ces couches ne débouchent pas sur le métal, mais sont édifiées sur la couche barrière, tel qu'illustré sur la figure 2.29.

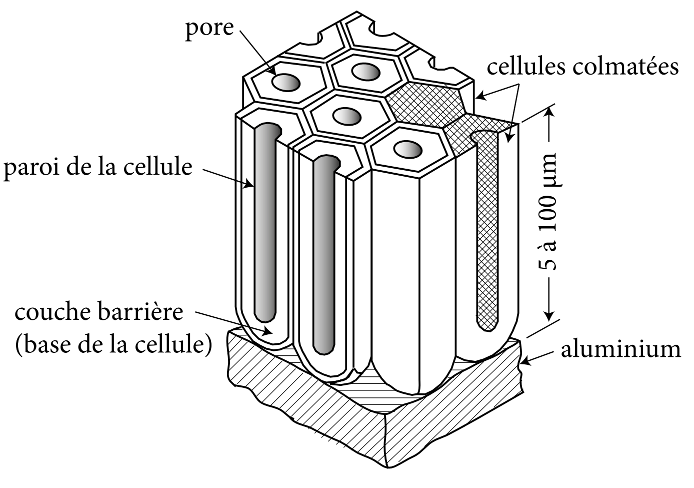


FIGURE 2.29 Schéma de la structure d'une couche d'oxyde d'anodisation sulfurique

Ces couches poreuses se prêtent bien à la coloration par absorption, soit par immersion dans la cuve de colorant, soit par traitement de coloration électrolytique. Ce dernier est fait sous courant alternatif après anodisation sur couche fraîche. Toutefois, pour qu'elles présentent une bonne tenue à la corrosion atmosphérique, les couches anodiques, colorées ou non, doivent subir un colmatage à l'eau déminéralisée bouillante. L'hydratation de la couche provoque la fermeture des micropores par le gonflement de l'oxyde. La durée du colmatage est égale à celle de l'anodisation.

L'anodisation *chromique* est très utilisée pour les alliages aéronautiques des familles 2000 et 7000, afin d'améliorer leur tenue à la corrosion en service. La couche anodique, de faible épaisseur (5 µm) constitue une bonne base d'adhérence des peintures et des adhésifs.

L'anodisation *autocolorée* est surtout destinée à l'architecture alors que l'anodisation *phosphorique*, récemment mise au point, produit des couches d'oxyde à haute porosité, particulièrement adaptées à la préparation de surface avant collage.

Enfin, les techniques d'anodisation *dure*, effectuées à basse température, permettent de réaliser des couches d'oxydes épaisses (50 à 100 µm) et denses. Elles résistent mieux à l'abrasion que les meilleurs aciers traités et la propriété d'isolation électrique est du même ordre que celle de la porcelaine. L'anodisation dure trouve donc ses applications dans les industries électrique et mécanique.

La couleur produite par anodisation tend à être plus uniforme pour certains alliages que pour d'autres. Si l'aluminium doit être anodisé, il faut s'assurer que les couleurs des composantes de fabrication et d'alliages différents soient bien assorties. Cette considération impose parfois des compromis sur les coûts, la résistance ou la tenue à la corrosion. À titre d'exemple[2.3], même si l'alliage 3003, souvent utilisé en plaques de bonne largeur, est plus économique que l'alliage 5005, ce dernier sera peut-être retenu pour l'uniformité améliorée de ses teintes. Les extrusions en alliages 6463 et 6063 ont généralement une meilleure apparence que celles en alliage 6061 après anodisation, mais elles n'offrent pas la même résistance. Lorsque leur utilisation n'est pas limitée par des considérations de prix, de résistance ou de disponibilité, les plaques en alliage 5005 et les extrusions en alliage 6063 peuvent être retenues pour l'uniformité de leurs couleurs.

L'anodisation peut avoir des effets sur au moins un aspect structural, soit sur le choix du métal d'apport pour les soudures. Comme on vient de le mentionner, la couleur des alliages anodisés peut varier même si la technique d'anodisation est la même. Or, l'alliage du métal d'apport dans les soudures est généralement différent de celui du métal de base, ce qui peut entraîner des différences de couleurs dans les assemblages anodisés après la fabrication. Ainsi, l'alliage 4043, utilisé comme métal d'apport pour souder des extrusions en 6061, prend une couleur beaucoup plus sombre lorsqu'il est anodisé. Pour éviter que l'assemblage anodisé ait deux tons, on utilisera plutôt l'alliage 5356 comme métal d'apport. La soudure doit toujours être exécutée avant l'anodisation lorsqu'un assemblage doit être à la fois soudé et anodisé. Les dimensions de ce dernier ne doivent toutefois pas excéder celles du bain d'anodisation.

Comme dernière remarque, il convient de souligner que la couche anodique ne supprime pas les risques de corrosion galvanique (voir la section 2.14.15).

2.7.6 Procédés organiques

Les procédés de revêtements organiques sont utilisés pour traiter les feuilles d'aluminium pour les panneaux de revêtement, les stores, les maisons mobiles et, dans une large mesure, pour les cannettes. Le revêtement est généralement appliqué en usine sur les feuilles embobinées. Les opérations de nettoyage, de prétraitement et d'application du revêtement sont effectuées en continu à une vitesse pouvant excéder les 150 m par minute. Le revêtement peut être appliqué sur un ou deux côtés, à raison d'une ou deux couches par côté. La fabrication de tels produits est toutefois limitée[2.3,2.6].

Dans la plupart des cas, la peinture de l'aluminium a un but décoratif. C'est vrai en particulier dans le bâtiment et dans la construction navale. La plupart des revêtements organiques (peintures, vernis, etc.) sont possibles sur l'aluminium et ses alliages, qu'ils soient appliqués de manière classique ou par poudrage électrostatique.

Il est impossible d'obtenir une adhérence convenable d'un revêtement organique de l'aluminium, sans une préparation de surface appropriée. Il faut donc effectuer une telle préparation en commençant généralement par un dégraissage adapté, par l'élimination des oxydes préexistants et par la formation d'une base de fixation suivie d'une enduction de couche d'apprêt. La tenue à la corrosion du support métallique étant en soi très bonne, il en résulte que la tenue des revêtements organiques est remarquable après de longues années d'exposition. La réfection des peintures est plus espacée sur l'aluminium que sur d'autres métaux.

Lorsque le procédé de revêtement fait appel à des traitements thermiques[2.3], il est recommandé d'obtenir du manufacturier, les propriétés minimales des produits d'aluminium peints. En effet, la résistance des produits peints risque d'être réduite puisque la peinture peut être cuite à des températures qui tendent à recuire l'aluminium (section 2.5.10).

On peut considérer l'utilisation de la peinture pour isoler l'aluminium d'autres matériaux de façon à éviter la corrosion galvanique. Des recommandations sont formulées à cet effet dans la référence [2.4].

2.7.7 Placage

Pour améliorer la tenue à la corrosion des alliages des séries 2000 et 7000, il est possible de les protéger par un placage fait à partir d'alliages beaucoup plus résistants à la corrosion. Les produits d'aluminium protégés par placage sont communément appelés *alclad* et ils ont des applications principalement en aéronautique.

Les produits plaqués sont réalisés par colaminage à chaud d'une ébauche de l'alliage de base, appelée âme, sur laquelle sont plaquées, d'un côté ou des deux côtés, des tôles du placage choisi dont l'épaisseur sur chaque face est généralement comprise entre 2 et 5 % de l'épaisseur totale. L'épaisseur moyenne peut être aussi élevée que 10 % lorsqu'une âme en alliage 3003 est plaquée à l'aide de l'alliage 7072 pour une utilisation en chaudronnerie ou en irrigation. Les seuls tubes disponibles en alclad sont en alliage 3003. Ils peuvent être obtenus par extrusion, mais le procédé le plus économique consiste à fabriquer les tubes à partir de tôles plaquées sur une ou deux faces. Les tôles sont pliées et soudées en continu. Les essais ont démontré que les zones où le placage a été éliminé localement lors du soudage, de l'usinage, du rivetage, ou par corrosion, sont quand même protégées efficacement[2.20].

Ce sont principalement des feuilles et des plaques d'alliages 2014, 2024, 2219, 3003, 3004, 6061, 7075, 7178 et 7475 qui sont plaquées[2.3] et les placages les plus courants sont les alliages 1050 et 7072. Les produits plaqués ont généralement une résistance en traction quelque peu inférieure à celle des produits non plaqués faits d'un même alliage.

2.7.8 Protection des surfaces

Temps et argent peuvent être perdus si le manufacturier et l'utilisateur ne prennent pas certaines précautions pour protéger le fini de surface de l'aluminium durant la fabrication, le stockage, la manipulation et l'érection des produits d'aluminium. Les produits destinés à des applications architecturales demandent généralement plus d'attention que ceux qui sont destinés à la construction. Il faut être conscient que les différents finis de surface requièrent différents procédés de nettoyage et que ces procédés peuvent varier en fonction des besoins et des conditions d'utilisation[2.2].

Protection pour le transport

Si les produits d'aluminium sont emballés, il faut enlever l'emballage aussi tôt que possible après la réception de la marchandise. Il faut toutefois laisser les films protecteurs autocollants en place aussi longtemps que possible, lorsqu'il y en a.

Manipulation

Les produits finis et semi-finis en aluminium ont généralement des surfaces très polies. Il faut par conséquent faire très attention lorsqu'on les manipule. Les précautions suivantes devraient alors être prises :

- ne pas traîner ni jeter les produits d'aluminium sur le sol. Il est préférable de les soulever et de les transporter ;
- éviter de frotter les pièces les unes contre les autres ou sur des surfaces rugueuses ;
- bien distribuer les attaches lors du soulèvement de pièces lourdes, pour éviter les déformations ;
- éviter d'endommager les surfaces lorsqu'on fait usage de câbles, de courroies ou de tout autre équipement de levage.

Stockage sur le site

Afin de maintenir les surfaces en bon état sur une longue période de temps, il faut déballer les produits aussi tôt que possible après réception sur le site, huiler les surfaces et stocker en prenant les précautions suivantes :

- entreposer les panneaux à la verticale en laissant l'air circuler librement entre les surfaces ;
- entreposer à l'abri, en évitant les courants d'air ;
- contrôler l'humidité et la température ;
- filtrer l'air, au besoin, pour éliminer la poussière et les contaminants chimiques ;
- ne pas mettre l'aluminium en contact direct avec d'autres matériaux.

Précautions à prendre sur le chantier

Des taches persistantes sur les surfaces d'aluminium sont souvent causées par des éclaboussures ou le renversement de béton ou de mortier sur les produits d'aluminium. Pour éviter de ternir l'aluminium, il suffit de prendre quelques précautions :

- protéger les surfaces en leur appliquant une laque claire ou de l'huile, avant l'expédition au chantier ;
- retarder l'installation de l'aluminium le plus longtemps possible ;
- nettoyer tout déversement accidentel de mortier, plâtre, béton, peinture ou de tout autre produit humide avant qu'il ne sèche ;
- nettoyer à grande eau tout déversement accidentel d'acide sur l'aluminium.

Dans les opérations de nettoyage, il faut éviter de gratter avec des outils métalliques pour ne pas endommager les surfaces.

2.8 PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

2.8.1 Introduction

L'aluminium, comme tous les autres métaux, possède une multitude de propriétés que l'on peut regrouper en catégories plus ou moins cloisonnées : propriétés physiques, propriétés mécaniques, propriétés chimiques, etc. Il est essentiel que le concepteur ait une bonne connaissance des propriétés des métaux ou des autres matériaux qu'il utilise, puisqu'elles régissent de façon déterminante le comportement des ouvrages structuraux ainsi que leur utilisation sécuritaire.

Les propriétés physiques d'un métal sont plus ou moins constantes. Dans le cas de l'aluminium, elles varient quelque peu en fonction des alliages, mais pour les fins de calcul, les normes proposent l'utilisation de valeurs moyennes ou nominales. On trouve dans cette catégorie, à titre d'exemple, la masse volumique, le coefficient de dilatation thermique et le module d'élasticité.

2.8.2 Densité

La densité de l'aluminium à 20 °C est environ le tiers de celle de l'acier. La masse volumique (ρ) varie de 2600 à 2800 kg/m^3, mais la valeur retenue pour les calculs est la valeur moyenne, soit 2700 kg/m^3 [2.11]. Cette propriété est une des plus importantes de l'aluminium sur le plan structural puisque c'est généralement pour sa légèreté que l'aluminium est choisi comme matériau dans les charpentes.

L'expérience montre que l'allègement obtenu avec une structure en alliage d'aluminium peut atteindre 50 % par rapport à une structure équivalente en acier ordinaire ou en acier inoxydable[2.20]. Cela est possible en tenant compte du module d'élasticité (voir plus bas) et des limites de fatigue des assemblages soudés ou boulonnés en alliage d'aluminium. Pour cela, il ne faut pas faire une simple transposition de l'acier à l'aluminium, mais intégrer les propriétés spécifiques de l'aluminium. La légèreté n'est pas seulement un atout pour l'application. Elle a aussi des conséquences sur le fonctionnement des ateliers et les conditions de travail. Ainsi, la manutention des produits et des objets en aluminium est plus facile. Cela peut se traduire par un coût d'investissement moindre pour les équipements de manutention.

2.8.3 Coefficient de dilatation thermique

Le coefficient de dilatation thermique de l'aluminium, ou encore, le coefficient d'expansion linéaire (α) est égal à $24{,}0 \times 10^{-6}$/°C. Il est environ deux fois plus élevé que celui de l'acier.

Du point de vue structural, les conséquences d'un coefficient de dilatation thermique élevé pour l'aluminium sont moins néfastes qu'on ne pourrait l'imaginer à prime abord. En effet, les charpentes métalliques sont généralement conçues pour permettre aux dilatations thermiques de se produire librement. Aucune contrainte significative n'est alors induite dans les structures d'aluminium bien que celles-ci se déforment linéairement deux fois plus que celles en acier. Lorsque les dilatations ne sont pas libres de se produire, les contraintes thermiques induites ne sont égales qu'aux deux-tiers de celles qui se développent dans une structure d'acier dans les mêmes conditions, en raison de la différence entre les modules d'élasticité (voir plus bas). De plus, puisque le point de fusion de l'aluminium est environ la moitié de celui de l'acier, les déformations des pièces d'aluminium au soudage sont du même ordre de grandeur que celles de l'acier. Il convient de rappeler que le point de fusion de l'aluminium est de 660 °C, alors que celui de l'acier est de l'ordre de 1500 °C.

2.8.4 Conductibilité thermique

La conductibilité thermique de l'aluminium (λ) est nettement plus élevée que celle de l'acier. La conductibilité thermique est exprimée en Watt par mètre-degré Celsius. Dans le cas de l'aluminium, elle est égale à 185 W/m °C.

Cette propriété oblige le soudeur à utiliser de grands apports de chaleur pour bien fusionner le métal d'apport avec le métal sous-jacent. Toutefois, la grande conductibilité thermique de l'aluminium est en partie compensée par le fait que le point de fusion est bas. La conductibilité thermique, combinée au grand coefficient d'expansion et aux apports de chaleur appréciables requis pour le soudage, tend à créer des déformations importantes au soudage. Toutefois, les grandes vitesses d'arc possibles avec les méthodes de soudage modernes contrebalancent cet effet.

2.8.5 Capacité thermique massique

La capacité thermique massique (C_p) est une propriété des matériaux utilisée dans les calculs de résistance au feu. Pour l'aluminium, elle est de l'ordre de 900 J/kg · °C [2.20].

2.8.6 Conductivité électrique

La conductivité électrique de l'aluminium varie entre 34 et 36 $m/\Omega \cdot mm^2$ et sa résistivité est de 2,83 $\mu\Omega \cdot cm$ La conductivité électrique de l'aluminium est six fois meilleure que celle de l'acier et égale à 60 % de celle du cuivre. Même si l'aluminium est moins conducteur que le cuivre, il est, par contre, moins pesant, ce qui le rend compétitif pour la fabrication de câbles électriques. L'ajout d'éléments d'alliage réduit la conductivité électrique de l'aluminium.

2.8.7 Module d'élasticité

Le module d'élasticité (E), aussi appelé module de Young , est obtenu à partir de la courbe contrainte-déformation (σ - ε) d'une éprouvette d'aluminium soumise à un essai de traction (figure 2.30). Le module élastique est, en fait, la pente de la droite lorsque la déformation de l'éprouvette ($\varepsilon = \Delta L/L$) est directement proportionnelle à la contrainte. Le module élastique de l'aluminium varie entre 69 000 et 75 000 MPa pour les alliages d'avionnerie, et la valeur recommandée pour les calculs est 70 000 MPa[2.11]. Le module d'élasticité de l'aluminium est donc trois fois moins élevé que celui de l'acier, ce qui est un aspect non négligeable pour le concepteur de charpentes qui doit non seulement tenir compte de la résistance des matériaux dans ses calculs, mais aussi de leur rigidité. Puisque l'aluminium est trois fois plus souple que l'acier pour un même niveau de sollicitation, il faut, à titre d'exemple, compenser en augmentant l'aire de la section (A) lorsqu'une pièce est sollicitée axialement (EA) ou en augmentant le moment d'inertie (I) lorsque la pièce est sollicitée en flexion (EI).

Le faible module d'élasticité de l'aluminium peut s'avérer avantageux dans certains cas, comme dans la construction de véhicules. En effet, le mauvais état des routes cause des distorsions dans la charpente d'une voiture, ce qui engendre des contraintes. Ces dernières sont trois fois moins élevées dans une charpente de voiture en aluminium que dans une charpente équivalente en acier. Ceci empêche non seulement les déformations permanentes prématurées, mais influence aussi, de façon favorable, la durabilité du véhicule (fatigue). Pour illustrer ce phénomène, une longue remorque en aluminium renversa, à la suite d'un accident, et se tordit sur toute sa longueur. Les experts appelés sur les lieux, habitués à examiner de tels véhicules fabriqués en acier, étaient d'avis que la remorque était déformée de façon permanente. Cependant, ils furent étonnés de constater que le véhicule retrouva sa forme originale sans dommages lorsqu'il fut remis sur ses roues, puisque la structure d'aluminium peut se déformer élastiquement trois fois plus qu'une structure équivalente en acier[2.1].

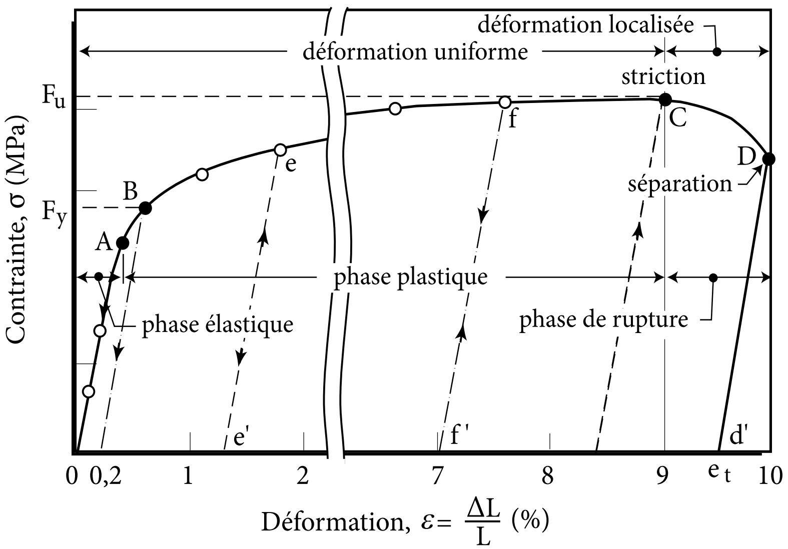


FIGURE 2.30 Courbe contrainte-déformation d'un alliage d'aluminium

Enfin, il convient de rappeler que même si le coefficient de dilatation thermique de l'aluminium est le double de celui de l'acier, les contraintes générées par les variations de température dans un élément de construction fixe en aluminium ne seront égales qu'aux deux-tiers de celles induites dans une structure similaire en acier, en raison de la différence qui existe entre les modules d'élasticité.

2.8.8 Coefficient de Poisson

Au cours d'un essai de traction, l'allongement longitudinal de l'éprouvette s'accompagne d'une réduction des dimensions transversales. C'est l'effet de Poisson. Le coefficient de Poisson (ν) est égal au rapport de la contraction transversale sur la déformation longitudinale ($\nu = \varepsilon'/\varepsilon$). Dans le domaine élastique, ce rapport est égal à 0,33 pour l'aluminium.

2.8.9 Module de Coulomb

La courbe cisaillement-distorsion de l'aluminium ($\tau - \gamma$) est analogue à la courbe $\sigma - \varepsilon$ obtenue en traction. La pente du tronçon rectiligne de la phase élastique s'appelle le module d'élasticité transversale ou module de cisaillement, ou module de Coulomb (G). Pour un matériau isotrope tel que l'aluminium, on peut démontrer l'existence de la relation suivante entre les modules de Young et de Coulomb :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{2.1}$$

Dans le domaine élastique, la valeur du module de Coulomb de l'aluminium est donc égale à 26 000 MPa[2.11].

2.8.10 Résumé des propriétés physiques

Les principales propriétés physiques de l'aluminium à la température de la pièce sont comparées à celles de l'acier structural et de l'acier inoxydable dans le tableau 2.6.

TABLEAU 2.6 Propriétés physiques de l'aluminium, de l'acier structural et de l'acier inoxydable

	Aluminium	Acier structural	Acier inoxydable
Densité (kg/m^3)	2700	7850	7900
Point de fusion (°C)	660	1500	1450
Coefficient de dilatation thermique (mm/mm/°C)	24×10^{-6}	$11{,}7 \times 10^{-6}$	$17{,}3 \times 10^{-6}$
Conductibilité thermique (W/m · °C)	185	46	15
Capacité thermique massique (J/kg · °C)	900	500	500
Résistivité électrique (μΩ · cm)	2,83	15,5	70
Module d'élasticité (MPa)	70 000	200 000	200 000
Module de Coulomb (MPa)	26 000	77 000	77 000
Coefficient de Poisson	0,33	0,30	0,30

2.9 PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES

2.9.1 Introduction

Les propriétés mécaniques, contrairement aux propriétés physiques, sont très variables d'un alliage à l'autre. Le concepteur doit avoir recours à des tableaux de données préalablement compilées et obtenues à la suite de nombreux essais normalisés sur des échantillons[2.21]. Les propriétés mécaniques les plus souvent utilisées pour le calcul des charpentes sont la résistance à divers types de sollicitations et la résistance à la fatigue. Les valeurs de résistance recommandées par les normes sont rarement des valeurs moyennes ou typiques, mais plutôt des valeurs garanties qu'il suffit de pondérer à l'aide de coefficients de tenue appropriés (voir la section 3.2).

2.9.2 Résistance en traction et ductilité

Du point de vue structural, les principales propriétés mécaniques de l'aluminium sont la résistance en traction et la ductilité. La résistance mécanique est définie, à la base, par deux contraintes, soit la contrainte de rupture et la limite élastique définie comme la contrainte au-dessus de laquelle l'aluminium subit des déformations permanentes. La ductilité est la capacité pour un métal de subir de grandes déformations avant la rupture.

On mesure la résistance en traction et la ductilité d'un alliage d'aluminium à l'aide d'un *essai de traction* exécuté dans des conditions définies par les normes[2.21]. Cet essai consiste à solliciter en traction une éprouvette de dimensions normalisées entre les mâchoires d'une machine de traction et à mesurer, à la température de la pièce, la force appliquée et l'allongement de l'éprouvette (ΔL) sur une longueur prédéterminée (L). Cet essai permet d'évaluer la *limite élastique* de l'alliage (F_y), la *contrainte ultime* (F_u) et le pourcentage d'allongement à la rupture ($\varepsilon_t = \Delta L / L$), qui est une mesure de la ductilité. On obtient une *courbe contrainte-déformation* comme celle montrée sur la figure 2.30. La courbe contrainte-déformation d'un alliage d'aluminium prend l'allure d'une courbe continue sous fluage.

On distingue trois phases successives dans le comportement d'une éprouvette d'alliage d'aluminium soumise à un essai de traction. Il y a d'abord la phase élastique où la déformation de l'éprouvette est directement proportionnelle à la contrainte. La courbe représentative de cette phase est une droite reliant l'origine au point A sur la figure 2.30. La pente de cette droite est définie comme le module d'élasticité ou module de Young (E) défini plus haut. Si la force est relâchée avant que la déformation atteigne cette valeur, l'éprouvette reprend sa longueur initiale (L).

Puisque la courbe contrainte-déformation des alliages d'aluminium ne comporte pas de plateau plastique bien défini, comme c'est le cas pour l'acier, il a été convenu de retenir comme valeur de la limite élastique pour les calculs, la contrainte correspondant à une *déformation résiduelle* de 0,2%[2.1,2.3]. La limite élastique est un paramètre très important, car le début de la phase plastique est souvent associé à un état limite ultime. Autrement dit, dans les calculs, la limite élastique est souvent considérée comme la limite au-delà de laquelle on ne peut faire travailler sous charge les alliages d'aluminium.

Si la déformation excède la valeur correspondant à celle du point A ou, à la rigueur, à celle du point B, on entre dans la phase plastique, c'est-à-dire que l'éprouvette conservera une déformation permanente ou déformation plastique si la force est relâchée. Par exemple, lorsqu'on atteint un niveau quelconque entre les points A et C, soit *e* ou *f* sur la courbe de la figure 2.30, avant de relâcher la force, la contrainte revient à zéro en suivant une droite de pente E, c'est-à-dire parallèle à la droite de la phase élastique. La déformation permanente est alors mesurée sur l'axe des abscisses entre l'origine et le point e' ou f'. Si on augmente à nouveau la force, on suit la même pente jusqu'au point *e* ou *f* sur la courbe contrainte-déformation pour ensuite suivre cette courbe en direction du point C. Les alliages d'aluminium se comportent donc élastiquement selon e - e' ou f - f', mais en conservant une déformation permanente. Ainsi, la déformation plastique qui se produit entre le début du chargement et le point C rend le matériau plus résistant et plus dur, c'est-à-dire moins ductile. Le matériau est en fait travaillé à froid par étirage ou écroui, tel que décrit à la section 2.5.4.

Lorsque la contrainte a atteint sa valeur maximale (F_u), appelée contrainte ou résistance ultime en traction, ou tout simplement résistance en traction, c'est le début de la phase de rupture caractérisée par la striction de la section, c'est-à-dire une réduction visible et très localisée de la section de l'éprouvette à l'endroit où va se produire la cassure. Dans cette phase, la contrainte diminue, mais cette diminution est purement mathématique, car on calcule la contrainte en divisant la force appliquée par l'aire initiale de la section de l'éprouvette. Si on tenait compte de la réduction de l'aire de la section, la contrainte augmenterait jusqu'à la rupture. Jusqu'au point C, la déformation était *uniforme* sur toute la longueur de l'éprouvette. Passé ce point, elle est plutôt localisée à cause de l'effet de striction.

Durant l'essai de traction, après chaque accroissement de charge, on mesure l'allongement entre deux repères préalablement tracés sur l'éprouvette et distants d'une longueur qui peut varier en fonction de la grosseur des éprouvettes, de leur forme, ou des circonstances. L'allongement à la rupture s'obtient en rejoignant les deux morceaux après la rupture et en mesurant la longueur entre les deux repères. Cette mesure permet de déterminer si la ductilité de l'alliage d'aluminium répond aux exigences des normes en fonction des applications. Dans l'exemple de la figure 2.30, la déformation totale (ε_t) à la rupture est de l'ordre de 9,5 % (point d' sur la figure). La déformation totale dépend de la forme de l'échantillon alors que la déformation uniforme en est indépendante. En général, la distance entre les repères d'échantillons circulaires est égale à quatre ou cinq fois le diamètre de l'échantillon. La déformation totale est alors identifiée par ε_4 ou ε_5, selon le cas. Toutefois, un écart fixe entre les repères, égal à 2 pouces (ε_2), 50 mm (ε_{50}) ou 80 mm (ε_{80}), est utilisé pour tester les produits plats de moins de 10 mm d'épaisseur[2.1].

Dans les tableaux présentés à la section 5 de l'édition 2005 de la référence [2.4] ou dans la référence [2.6], on constate que la ductilité des alliages de corroyage varie entre 4 et 45 % mais qu'elle est beaucoup plus faible pour les alliages de fonderie, alors qu'elle varie entre 1,0 et 8 % pour les alliages courants. *La ductilité ne fait pas l'objet de considérations particulières dans la norme canadienne*[2.11] puisque les alliages recommandés possèdent une ductilité suffisante pour être utilisés dans toutes les méthodes de calcul en régime plastique[2.22].

Avant de présenter les propriétés mécaniques des alliages d'aluminium couramment utilisés en construction, il convient d'examiner un peu plus en détail les différences de comportement entre l'acier et l'aluminium dans le domaine élastique, à partir des courbes contrainte-déformation tracées sur la figure 2.31. On reconnaît en effet que l'acier présente un plateau plastique, à l'exception des aciers à très haute résistance, et que l'aluminium n'en a pas. La différence la plus fondamentale réside dans le fait que la pente de la courbe contrainte-déformation de l'acier est trois fois plus raide que celle de l'aluminium dans le domaine élastique. À un niveau de contrainte donné (niveau A sur la figure, par exemple), un alliage d'aluminium est ainsi trois fois plus déformé que l'acier. À un niveau de déformation B, toutefois, un alliage d'aluminium peut encore être dans le domaine élastique alors que l'acier est déjà déformé plastiquement. On note, de plus, que la limite élastique d'un alliage d'aluminium à haute résistance peut être supérieure à celle d'un acier structural d'usage courant (300-350 MPa). Deux exemples simples illustreront les différences de comportement entre l'acier et l'aluminium à contraintes égales et à déformations égales.

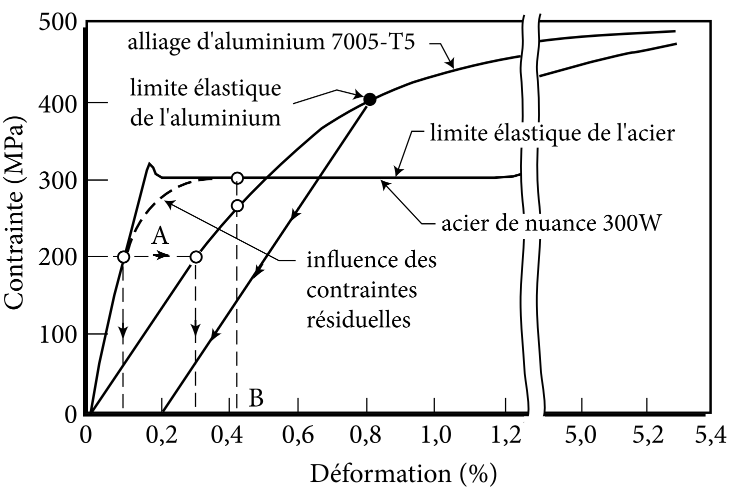
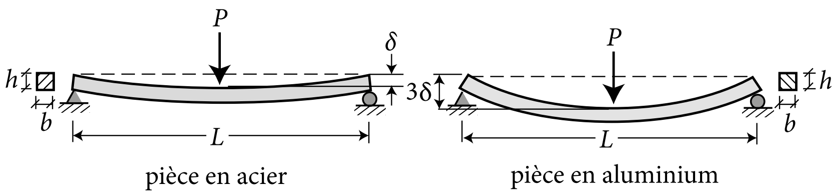


FIGURE 2.31 Comparaison des courbes contrainte-déformation d'un acier structural et d'un alliage d'aluminium

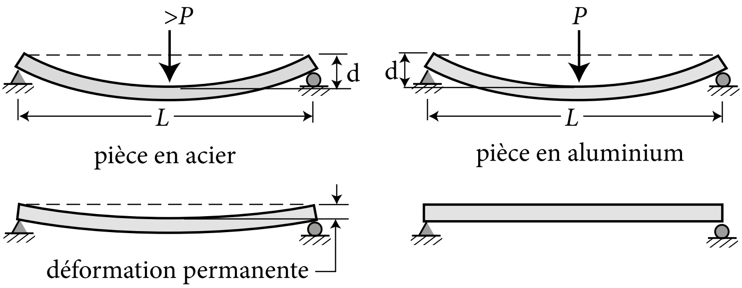
Lorsque deux pièces de section rectangulaire de mêmes dimensions sont sollicitées en flexion, tel qu'illustré que la figure 2.32a, la pièce en aluminium fléchit trois fois plus que la pièce en acier en raison de la différence des modules d'élasticité (niveau A sur la figure 2.31). Les contraintes dans les sections sont toutefois les mêmes lorsque les pièces se déforment élastiquement. Le concepteur de charpentes cherchera donc à compenser pour le faible module d'élasticité de l'aluminium en augmentant le moment d'inertie de la section d'aluminium de façon à obtenir une flèche acceptable, sinon comparable à celle de la section d'acier. Il aura tout intérêt à tirer profit de l'avantage que confèrent les extrusions à l'aluminium en choisissant une section de dimensions et de forme optimales (figure 2.6a). L'acier est trois fois plus lourd que l'aluminium pour une section de même dimension. En augmentant le moment d'inertie de la section en aluminium, le concepteur ne tire pas pleinement avantage de la faible densité de l'aluminium. Dans la plupart des cas, toutefois, une économie de poids de l'ordre de 50 % peut être réalisée lorsque l'aluminium remplace l'acier[2.1].



a) Contraintes égales dans le domaine élastique (I = cte)

	acier structural	alliage d'aluminium
densité (kg/m^3)	7850	2700
module élastique, E (MPa)	200 000	70 000
h pour b = cte (mm)	100	142
moment d'inertie, $I = bh^3/12$	I	~ 3 I
poids, W	W	~ 0,5 W

b) Flèches égales dans le domaine élastique (EI = cte)



c) Flèches égales dans le domaine élastique pour l'aluminium et dans le domaine plastique pour l'acier (I = cte)

FIGURE 2.32 Différences de comportement entre deux pièces fléchies en acier et en aluminium

Pour fins d'illustration, augmentons la profondeur de la section rectangulaire de la pièce en aluminium montrée sur la figure 2.32a, de façon à ce que la rigidité flexionnelle *EI* de cette dernière soit égale à celle de la pièce d'acier. Les flèches des poutres fléchies seront alors égales dans le domaine élastique. L'économie de poids ainsi réalisée est de l'ordre de 50 %, tel que démontré sur la figure 2.32b. Il convient de rappeler que la solution optimale n'est pas obtenue en augmentant la profondeur de la section pleine, mais en tirant profit de la facilité de fabrication de l'aluminium (extrusions) pour obtenir une géométrie de section plus convenable en flexion.

Selon les situations, l'aluminium peut s'avérer un choix intéressant lorsqu'une déformation donnée dans une structure doit être maintenue dans le domaine élastique. L'aluminium est alors supérieur à l'acier, même à sections égales, puisqu'un alliage d'aluminium possédant une limite élastique équivalente à une nuance d'acier donnée est en mesure d'absorber une déformation trois fois plus grande que celle de l'acier avant de se plastifier. On peut observer le phénomène en suivant la droite hachurée originant du point B, sur la figure 2.31. À une élongation correspondant à celle du point B, l'acier est déformé plastiquement alors que l'aluminium se comporte encore élastiquement. Une structure en aluminium est donc moins sensible à une déformation imposée aussi longtemps que la structure demeure dans le domaine élastique. Si les deux poutres de la figure 2.32a étaient chargées de façon à obtenir une flèche égale à celle correspondant au point B sur la figure 2.31 et que les charges étaient ensuite enlevées, la poutre d'aluminium retournerait à sa position de départ alors que la poutre d'acier demeurerait déformée en permanence (figure 2.32c).

2.9.3 Résistances nominales

Les propriétés mécaniques minimales ou nominales recommandées par les normes pour le calcul des charpentes en alliages d'aluminium sont obtenues à partir d'essais de traction standard semblables à ceux décrits plus haut. Les valeurs de F_y, F_u et de ε_t sont à la base de toutes les valeurs de résistance utilisées dans les calculs pour chacun des alliages d'aluminium. Les propriétés mécaniques des alliages non soudés sont établies à des valeurs que 99 % des alliages sont susceptibles d'égaler ou de dépasser avec un niveau de confiance de 0,95. Le niveau de confiance pour les alliages soudés est de 0,75[2.6].

La résistance ultime en compression n'existe pas pour l'aluminium puisqu'elle n'a pas de signification précise. En raison de sa ductilité, l'aluminium sollicité en compression finit par s'écraser longtemps après avoir passé la déformation élastique. Seule la limite élastique en compression est utilisée dans les calculs, pour la plupart des alliages. Dans la norme canadienne, elle est considérée égale à la limite élastique de traction pour les plaques en alliages traités thermiquement et les extrusions[2.11].

$$F_{cy} = F_{ty} = F_y \tag{2.2}$$

C'est aussi le cas pour les alliages traités à froid, même si la limite élastique en compression est légèrement inférieure à la valeur équivalente en traction. La différence ne devrait pas affecter les calculs de façon significative. Dans une édition antérieure de la norme canadienne[2.23], la limite élastique en compression des alliages non traitables thermiquement était considérée égale à 90 % de la limite élastique en traction. C'est aussi dans le but de simplifier les calculs qu'on ne fait pas de distinction entre les valeurs de résistance en traction pour les contraintes calculées dans le sens longitudinal ou transversal des plaques laminées.

Les alliages et produits les plus susceptibles d'être utilisés dans les charpentes, au Canada et en Amérique, sont, pour les plaques et tôles, les alliages des séries 3000 et 5000, pour les barres, tiges, fils et profilés extrudés, les alliages de la série 6000 et certains de la série 7000, pour les tubes étirés, quelques alliages de la série 6000, pour les boulons, quelques alliages des séries 2000, 6000 et 7000, pour les vis, certains alliages des séries 2000, 5000, 6000 et 7000, et pour les rivets, quelques alliages des séries 1000, 5000 et 6000. Le concepteur n'est toutefois pas limité qu'à ces seuls alliages puisque la norme canadienne n'interdit pas l'utilisation des alliages répertoriés dans les normes ASTM, ainsi que dans les références [2.4] et [2.6].

La référence 2.11 recommande l'utilisation de plus de 120 alliages en aluminium corroyés pour la construction de bâtiments et de certains autres types de structures. Les résistances nominales de ces alliages sont conformes aux spécifications de l'ASTM. Le tableau 2.7 présente la résistance ultime en traction, F_u, et la limite d'élasticité en traction, F_y, de quelques-uns de ces alliages à l'extérieur des zones affectées thermiquement (ZAT), la résistance ultime en traction, F_{wu}, et la limite d'élasticité en traction, F_{wy}, de ces alliages à l'intérieur de la ZAT, ainsi que le coefficient de traction, k_t, qui sera utilisé au chapitre 4. Les alliages sélectionnés sont ceux qui seront utilisé dans le présent ouvrage, principalement dans les exemples de calcul. Bien que les résistances en traction varient quelque peu selon les produits et les épaisseurs, seules quelques valeurs caractéristiques sont proposées dans le but de faciliter la discussion et les calculs. Le lecteur pourra, au besoin, obtenir des données plus complètes dans la littérature[2.4, 2.6, 2.13, 2.24].

TABLEAU 2.7 Résistances nominales en traction d'alliages d'aluminium utilisés dans le bâtiment

Alliage	F_u MPa	F_y MPa	F_{wu} MPa	F_{wy} MPa	k_t
2014-T6	455	400	-	-	1,25
3003-H12	120	85	95	35	1
3003-H14	140	115	95	35	1
3003-H16	165	145	95	35	1
3004-H34	220	170	150	60	1
3004-H36	240	190	150	60	1
5005-H36	160	125	105	35	1
5052-O	170	65	170	65	1
5052-H34	235	180	170	65	1
5083-O, H112	270	110	270	110	1
5083-H321	305	215	270	115	1
5086-O, H112	240	95	240	95	1
5086-H32	275	195	240	95	1
5154-H38	310	240	205	75	1
5454-O, H112	215	85	215	85	1
5454-H111	230	130	215	85	1
5454-H32	250	180	215	85	1
5456-H321	315	230	285	125	1
6005-T5	260	240	165	105	1,25
6061-T6	260	240	165	105	1
6063-T5	150	110	115	55	1
6063-T6	205	170	115	55	1
6066-T6	345	210	-	-	1,1
6351-T5	260	240	165	105	1
6351-T6	290	255	165	105	1
6463-T6	205	170	-	-	1

Tel que démontré dans la section 2.6.1, le soudage a pour effet de diminuer, de façon parfois très marquée, la résistance mécanique des alliages d'aluminium, à l'exception, peut-être, de certains alliages de la série 5000. Lorsque les propriétés mécaniques des alliages dans les zones affectées par le soudage ne sont pas connues, il est recommandé d'utiliser celles correspondant à l'état de mise en solution et trempe (état T4 ; figure 2.27) pour les alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000) et celles correspondant à la condition de recuit (état O ; figure 2.25) pour les alliages non traitables thermiquement (séries 3000 et 5000)[2.11].

Les propriétés fournies dans le tableau 2.7 pour les alliages 5083, 5086, ainsi que pour quelques autres alliages de la série 5000 ne peuvent pas être utilisées lorsque ces derniers sont chauffés à une température supérieure à 65°C. Pour tous les autres alliages, la température maximale est fixée à 93°C. Ces restrictions peuvent être levées lorsque les procédés de soudage utilisés par la référence [2.34] sont utilisés. Pour les alliages 6005, 6061 et 6063 dans les états T5 et T6, les normes américaine et canadienne proposent des seuils de temps-température à respecter pour pouvoir utiliser les propriétés du tableau 2.7. Quelques valeurs de ces seuils sont présentées au tableau 2.8. Une équation simple peut être utilisée pour évaluer le temps, t, par interpolation, pour les autres températures, T. Si ces limites de température ne sont pas respectées, les propriétés utilisées dans les calculs doivent être modifiées pour correspondre aux propriétés après le chauffage (voir les sections 2.10 et 2.11).

TABLEAU 2.8 Seuils de temps-température pour les alliages 6005, 6061, 6063 dans les états T5 et T6

°C	Temps (heures)
190	2
175	10
165	100
150	1 000
100	100 000

Les résistances nominales F_{wu} et F_{wy} de quelques alliages d'apport pour le soudage sont présentées dans le tableau 2.9. On retiendra pour les calculs *les valeurs minimales de résistance obtenues des tableaux 2.7 et 2.9* pour les alliages de base et les alliages d'apport considérés. Cette façon de procéder diffère de celle à laquelle le concepteur était habitué, mais les résistances sont équivalentes, sinon légèrement inférieures à ce qu'elles étaient précédemment. Une liste plus exhaustive d'alliages compatibles pour le soudage et les valeurs correspondantes de résistance en traction peuvent être trouvées dans la référence [2.11] ou dans la littérature spécialisée[2.4]. Le soudage de l'aluminium est traité en détail au chapitre 8.

TABLEAU 2.9 Résistances nominales des alliages d'apport

Alliages d'apport	F_{wu} MPa	F_{wy} MPa
4043	165	75
5183	275	115
5356	240	95
5554	215	85

Les valeurs de résistance en cisaillement (F_{sy}, F_{su}) et de *résistance à la pression diamétrale* (F_{bu}) sont évaluées à partir des valeurs obtenues des essais de traction. Pour le cisaillement élastique, la résistance est considérée égale $0{,}6\,F_y$. La constante 0,6 est une valeur arrondie de $1/\sqrt{3}$ qui découle du critère de plasticité de von Mises-Hencky[2.25].

$$F_{sy} = 0{,}6\,F_y \tag{2.3}$$

En théorie, il n'est pas justifié d'utiliser le critère de von Mises à la résistance ultime puisqu'il ne s'applique que dans le domaine élastique. Les résultats obtenus sont toutefois satisfaisants puisqu'ils varient entre –10 % et +5 % des valeurs mesurées[2.22, 2.26]. La résistance *ultime en cisaillement* ou à l'effort tranchant est donc évaluée à l'aide de l'équation suivante, à moins qu'une valeur plus précise ne soit obtenue expérimentalement :

$$F_{su} = 0{,}6\,F_u \tag{2.4}$$

La *résistance à la pression diamétrale* (F_{bu}) n'est exprimée qu'en fonction de la résistance ultime en traction dans les assemblages boulonnés[2.27]. Pour une pince longitudinale variant entre 1,5 et 2,0 d, la résistance à la pression diamétrale est gouvernée par le cisaillement des pièces assemblées. Au-delà de deux fois le diamètre (d) du boulon, la résistance demeure constante et est égale à $2F_u$ (voir le chapitre 7).

$$F_{bu} = 2\,F_u \tag{2.5}$$

La résistance à la pression diamétrale calculée à partir de la limite élastique en traction n'a pas d'utilité puisque les déformations sont petites et qu'elles ne correspondent pas vraiment à un état limite.

2.9.4 Résistance à la fatigue

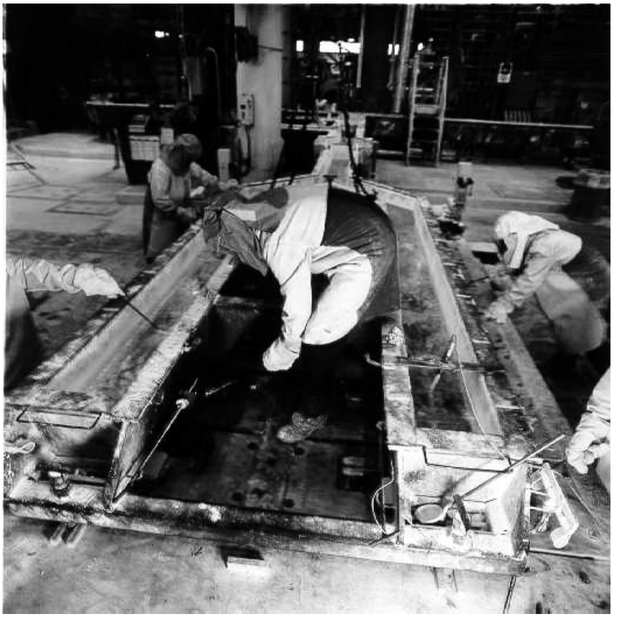
Nous avons vu, sur la figure 2.30, que lorsqu'une pièce en aluminium est sollicitée au-delà de la limite élastique, elle se déforme plastiquement et se durcit, et que lorsque la charge est appliquée de façon répétitive, la pièce d'aluminium se déforme élastiquement jusqu'à la nouvelle limite élastique. Des mesures très précises de la déformation démontrent que chaque déchargement dans le domaine élastique entraîne une petite contraction plastique et que chaque chargement entraîne une petite extension plastique, principalement aux endroits où il y a concentration de contraintes. Si la contrainte induite est suffisamment grande et que le nombre de cycles de chargement et de déchargement est suffisant, le durcissement s'accroît, causé par l'alternance des petites déformations plastiques. Éventuellement, la plasticité du métal est épuisée à un endroit donné et une fissure microscopique se forme. La fissure croît graduellement avec les cycles de chargement pour, finalement, entraîner la rupture de la pièce. Ainsi, des pièces en alliages d'aluminium soumises à des cycles répétés de charges peuvent se fissurer de façon inattendue à des niveaux de contraintes inférieurs à la limite élastique. Ce phénomène est appelé rupture par fatigue[2.1, 2.28].

La résistance d'une pièce à la fatigue est définie comme le nombre de cycles de chargement avant la rupture (N) pour une gamme de contraintes ($\Delta \sigma$) donnée. On définit la gamme des contraintes cycliques comme la différence algébrique entre la contrainte maximale (σ_{max}) et la contrainte minimale (σ_{mim}).

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \qquad (2.6)$$

Selon la convention établie, on considère les contraintes de traction positives et les contraintes de compression négatives.

La résistance à la fatigue des pièces et des assemblages s'exprime sous la forme de courbes qui relient la gamme des contraintes appliquées ($S = \Delta \sigma$) au nombre de cycles de chargement uniforme (N) conduisant à la rupture. Ces courbes, communément appelées courbes *S-N* de résistance à la fatigue, s'appuient sur de très nombreux résultats d'essais, sous variations de contraintes d'amplitude constante, réalisés sur des éléments de structure en aluminium comportant un détail particulier. Les résultats d'essais de fatigue marquant la ruine de la pièce sont portés sur un diagramme bilogarithmique, identique à celui de la figure 2.33 avec, en abscisse, le logarithme du nombre de cycles et, en ordonnée, le logarithme de la gamme des contraintes.



Coulée de l'aluminium dans les moules PHOTO : LAURALCO, ALCOA

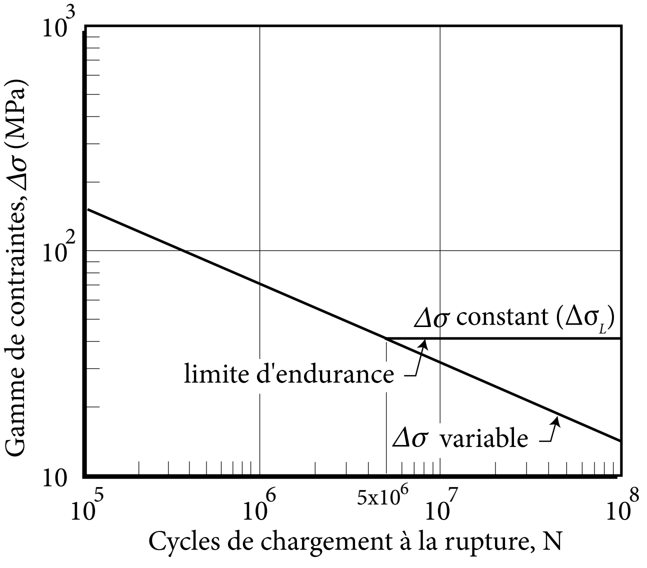


FIGURE 2.33 Exemple de courbe de résistance à la fatigue (courbe *S-N*)

Pour chaque détail structural, et par conséquent pour chaque courbe de résistance, il existe une gamme des contraintes pour laquelle on ne peut avoir de rupture par fatigue, même après un nombre infini de répétitions du chargement cyclique *si l'amplitude est gardée constante*. C'est ce qu'on appelle la *limite d'endurance* ou *la limite de fatigue*. La limite d'endurance est représentée par le segment horizontal de la courbe de résistance à la fatigue sur la figure 2.33. Pour l'aluminium, la limite d'endurance est généralement établie à 5×10^6 cycles. Lorsque le spectre de chargement *n'est pas constant*, la courbe S-N se prolonge au-delà de ce point avec une pente égale ou moins prononcée jusqu'à une nouvelle limite d'endurance établie à 10^8 cycles ou plus, selon les normes.

Les courbes *S-N* ne sont pas fonction des types d'alliages de corroyage. Toutefois, chaque alliage possède sa propre limite d'endurance, évaluée dans l'édition 2005 de la référence [2.4] et dans la référence [2.6] à 5×10^8 cycles sur des éprouvettes rondes polies. Des valeurs indicatives de limites d'endurance, lesquelles ne sont pas recommandées pour les calculs, sont présentées dans la Partie V de l'édition 2005 de la référence [2.4] et dans la référence [2.6] pour la plupart des alliages de corroyage. Le tableau 2.10 donne des valeurs de la limite d'endurance extraites de ces références pour quelques alliages courants.

Dans la conception et le calcul des structures, il est important de minimiser les concentrations de contraintes. Ces dernières sont inévitables et se trouvent le plus souvent dans les assemblages et là où la section présente des changements brusques. Dans le matériel lui-même, les contraintes se concentrent autour des vides, des inclusions et autres imperfections. Les soudures sont une cause majeure de rupture par fatigue. Une discussion beaucoup plus détaillée des problèmes liés à la fatigue des structures d'aluminium et des méthodes de calcul pour en tenir compte est présentée au chapitre 9.

TABLEAU 2.10 Limite d'endurance en fatigue pour quelques alliages courants (basée sur 5×10^8 cycles et $\sigma_{max}/\sigma_{min} = -1$)[2.4, 2.6]

Alliage	Limite d'endurance, $\Delta\sigma_L$ (MPa)
3003-H14	60
3003-H16	70
3004-H34	105
3004-H36	110
5052-H34	125
5083-H321	160
6061-T6	95
6063-T5	70
6351-T6	90

2.9.5 Dureté

On a vu, à la section 2.4.2, que la dureté des alliages d'aluminium pouvait varier en fonction des divers traitements métallurgiques que l'on fait subir aux alliages. Ainsi, à titre d'exemple, un alliage dans l'état H18 (dur) est nettement plus résistant à la déformation qu'un alliage à l'état O (recuit). La dureté de l'aluminium est généralement en relation directe avec la contrainte ultime en traction (F_u) de l'alliage. Elle peut être mesurée à l'aide de l'essai Brinell, Rockwell ou Vickers. Pour l'aluminium, l'essai Brinell est de loin le plus fréquemment utilisé.

L'essai consiste à mesurer le diamètre de l'empreinte laissée par une bille d'acier qui, sous l'action d'un poids ou d'une presse hydraulique, agit sur la surface d'une pièce en aluminium pendant une période de temps prédéterminée. Ainsi, une bille de 2,5 mm de diamètre peut être soumise à l'action d'une force constante et égale à 153 Newton pendant 30 secondes, pour mesurer la dureté d'une pièce d'aluminium[2.1]. Plus le matériau est mou, plus le diamètre de l'empreinte est grand. Les mesures de dureté donnent un estimé rapide et approximatif de la résistance mécanique relative d'un alliage d'aluminium, mais l'information obtenue sur le comportement de l'alliage demeure très limitée. Il n'y a pas, comme pour l'acier, de corrélation assez fiable entre la dureté et la contrainte de rupture de l'aluminium.

2.9.6 Résilience

On appelle résilience, la capacité d'un matériau de se déformer plastiquement plutôt que de se fissurer et de se fracturer, surtout en présence de micro- ou de macro-fissures ou entailles qui engendrent des concentrations de contraintes. La résilience est en fait une mesure de la ductilité d'un matériau ou, encore, de sa capacité de résister aux chocs.

On mesure la résilience de métaux à l'aide de l'essai Charpy[2.1]. Au cours de cet essai, une éprouvette de dimensions normalisées, présentant une entaille en v, est soumise à une charge d'impact à l'aide d'un mouton-pendule. En faisant varier la température et en utilisant plusieurs éprouvettes fabriquées avec le même alliage, on peut tracer une courbe donnant l'énergie absorbée par chaque spécimen en fonction de la température de l'essai. Avec cette courbe, on peut déterminer une température de transition sous laquelle la rupture est considérée comme fragile, c'est-à-dire que l'énergie absorbée avant la rupture est inférieure à la valeur minimale recommandée. Un métal donné ne peut être utilisé à une température inférieure à sa température de transition, particulièrement si des effets dynamiques sont à prévoir.

Pour l'acier, cette définition s'applique très bien[2.29]. À basse température, l'acier devient fragile et il est important de bien connaître la résilience des diverses nuances d'acier pour des applications cryogéniques ou dans des régions froides.

L'aluminium, toutefois, se comporte de façon très différente, comme on le verra plus en détail un peu plus loin. L'aluminium garde sa résilience même à de très basses températures. C'est la raison pour laquelle l'aluminium est un matériau de choix pour les applications cryogéniques. Bien que les alliages d'aluminium aient une résistance à l'impact inférieure à celle de l'acier à la température de la pièce, c'est le contraire que l'on observe à basse température. Entre –50 °C et le zéro absolu, l'aluminium démontre nettement une plus grande ductilité, une meilleure résilience et une plus grande résistance à l'impact que la plupart des nuances d'acier courantes[2.1].

La déformation à la rupture d'un spécimen soumis à un essai de traction donne une mesure relative de la ductilité d'un alliage d'aluminium. La contrainte de rupture et la déformation ne sont affectées de façon significative, pour un alliage donné, que par les défauts d'ordre macroscopique, telle la porosité. Les défauts d'ordre microscopique, tant sur la surface qu'à l'intérieur du spécimen, n'affectent pas les essais de traction, mais affectent de façon significative la résistance à la fatigue et la résilience des alliages d'aluminium. C'est la raison pour laquelle il est important de procéder à des essais plus spécialisés en présence de fissures ou d'entailles, tel l'essai Charpy, pour mieux connaître le comportement des alliages d'aluminium[2.1].

Le désavantage de l'absorption d'énergie comme mesure de la résilience, c'est qu'une seule mesure décrit à la fois la résistance et la ductilité d'un matériau. Deux matériaux différents peuvent avoir la même résistance à l'impact, telle que mesurée par des essais Charpy, tout en possédant des valeurs complètement différentes de résistance et de déformabilité. Ainsi, pour les matériaux très ductiles que sont les alliages d'aluminium, les spécimens fléchissent généralement de façon plastique, sans se fracturer, sous la force d'impact. La mesure de l'énergie absorbée, dans de tels cas, n'a de sens que lorsque l'essai est instrumenté de façon très précise[2.1]. Pour toutes ces raisons, les essais pour mesurer la résilience des alliages d'aluminium ne sont généralement pas requis dans les normes de calcul[2.13].

2.10 INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE SUR LES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES

À la lumière de l'information présentée dans les sections 2.4, 2.6 et 2.9 du présent chapitre, il est possible d'entrevoir que les caractéristiques de l'aluminium seront grandement affectées par la température. Jusqu'à maintenant, les propriétés présentées pour les alliages d'aluminium ont été mesurées à la température de la pièce, soit environ 24 °C.

En général, les propriétés structurales de l'aluminium s'améliorent progressivement, lorsque la température baisse, et se détériorent progressivement, lorsque la température augmente. La figure 2.34 illustre assez bien le comportment de divers alliages pour des températures variant entre –200 et + 400 °C[2.12]. On constate une augmentation sensible pour F_y et très marquée pour F_u, à des températures inférieures à –100 °C. La déformation, par ailleurs, augmente légèrement pour les alliages non traitables thermiquement (séries 3000 et 5000). L'aluminium demeure donc résilient à basses températures, comme nous l'avons vu dans la section précédente.

Les propriétés mécaniques des métaux diminuent progressivement au fur et à mesure que la température augmente. Leur malléabilité, par contre, augmente, Ces phénomènes caractérisent particulièrement l'aluminium en raison de son point de fusion peu élevé (660 °C). La malléabilité de l'aluminium apparaît toutefois comme un avantage puisqu'elle permet le laminage à chaud, l'extrusion et le forgeage des alliages à basse température.

Il est clair, sur la figure 2.34, que la résistance des alliages d'aluminium se dégrade de façon significative à des températures au-delà de 100 °C. Entre 50 et 150 °C, les variations sont toutefois bien différentes d'une famille d'alliages à l'autre. La perte de résistance en traction est minimale pour les alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000) et plus importante pour le alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000). Il est important de rappeler que les alliages contenant plus de 2,5 % de magnésium (5083, 5086, 5154 et 5456, par exemple) ne doivent pas être utilisés à des températures supérieures à 65 °C sans risque de corrosion sous contrainte[2.1, 2.11]. Lorsqu'ils sont chauffés à cette température, et plus particulièrement à plus de 80 °C, le magnésium supersaturé précipite aux joints de grains. Ce phénomène a pour effet de diminuer considérablement la résistance mécanique du métal. Les couches ainsi formées sont plus réactives électrochimiquement que le reste du métal, ce qui accélère la corrosion sur les joints de grains.

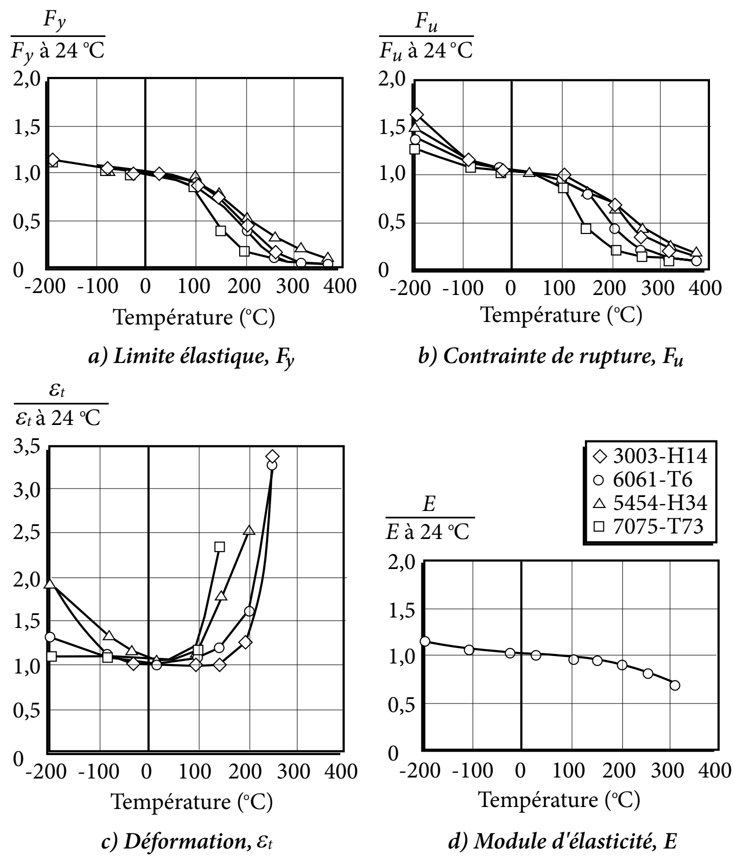


FIGURE 2.34 Influence de la température sur les propriétés d'alliages d'aluminium

Les valeurs de résistance en traction recommandées par les normes de calcul des structures peuvent être utilisées pour des températures ne dépassant pas 93 °C. Les applications de l'aluminium à des températures supérieures à 150 °C, mais généralement inférieures à 300 °C, existent dans l'aérospatiale et surtout dans le moulage de pièces pour l'industrie automobile. Certains alliages à base de particules de céramique, qui sont produits à l'aide de procédés thermomécaniques, sont très résistants et passablement ductiles à des températures aussi élevées que 500 °C[2.1].

L'édition 2005 de la référence [2.4] et la référence [2.6] présentent des tableaux semblables au tableau 2.11, qui donnent les variations de résistance en traction et de ductilité de plusieurs alliages en fonction de la température. Il s'agit de valeurs moyennes non garanties, qui ne sont présentées qu'à titre indicatif. Le concepteur n'est pas autorisé à les utiliser directement dans ses calculs.

TABLEAU 2.11 Influence de la température sur la résistance en traction de l'alliage 6061-T6

Température	Résistance en traction		Ductilité
(°C)	ultime, F_u (MPa)	limite élastique, F_y (MPa)	(sur 50 mm) (%)
–195	415	325	22
–80	340	290	18
–30	325	285	17
25	310	275	17
100	290	260	18
150	235	215	20
205	130	105	28
260	50	34	60
315	32	19	85
370	21	12	95

Les résistances obtenues d'essais de traction à haute température ne dépendent pas seulement de la température du spécimen lors de l'essai, mais aussi de la durée pendant laquelle le spécimen a été maintenu à cette température avant et pendant l'essai (voir le tableau 2.8 à la section 2.9.3). La figure 2.35, sur laquelle la résistance ultime en traction est exprimée en fonction de la température de recuit pour une très courte et une très longue période de temps, démontre bien le phénomène pour différents alliages.Les courbes en traits discontinus représentent la perte de résistance en traction causée par une élévation de température après une courte période d'exposition à la chaleur. Les pertes sont, de toute évidence, plus significatives pour les alliages traités thermiquement (2017-T4 et 6082-T6).

Les courbes en trait continu démontrent que la perte de résistance en traction est encore plus prononcée lorsque les alliages sont exposés à la chaleur pendant une longue période. Une fois de plus, l'effet est plus marqué pour les alliages traités thermiquement. Selon les alliages et les différents traitements qu'ils ont subis, la perte de résistance en traction est attribuable au survieillissement (figure 2.19) ou à une recristallisation (figure 2.20) et l'état final équivaut à un recuit.

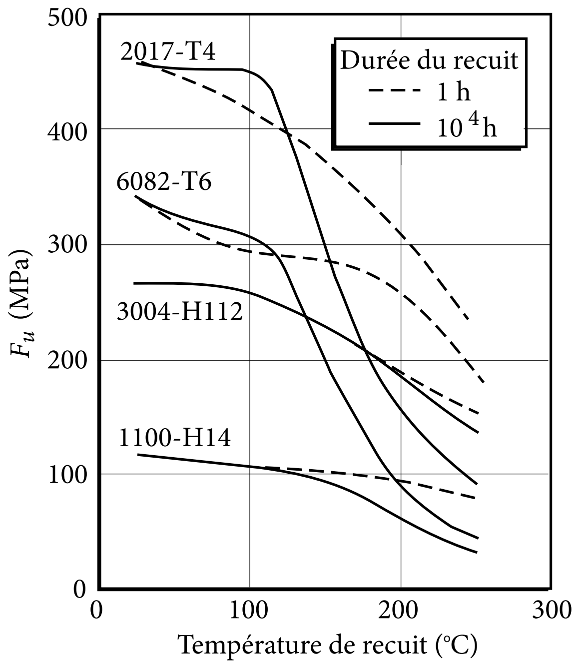


FIGURE 2.35 Résistance ultime en traction d'alliages d'aluminium à haute température

Jusqu'à présent, l'influence de la température sur la résistance en traction des alliages d'aluminium n'a été mesurée qu'à partir d'essais de traction standards au cours desquels la charge croissait régulièrement jusqu'à la rupture du spécimen. Si une charge constante était appliquée pendant une certaine période (heures, jours ou mois), on observerait que le métal se déforme lentement, particulièrement à haute température[2.1]. Ce phénomène est appelé *fluage* et est illustré à la figure 2.36 pour l'alliage 6061-T6 soumis à une contrainte de 180 MPa à la température de 130 °C. Le taux de déformation initial est élevé mais il diminue pour demeurer pratiquement constant jusqu'à l'approche du point de rupture à partir duquel il augmente très rapidement.

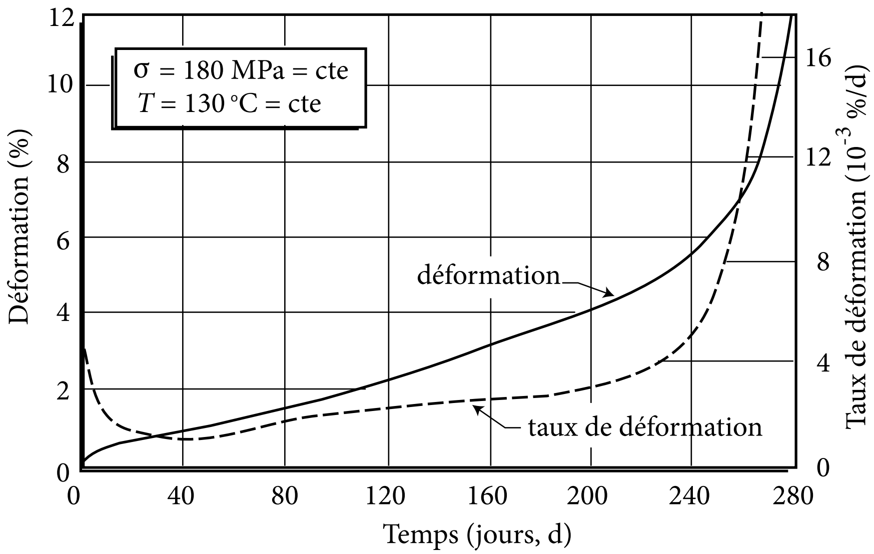


FIGURE 2.36 Fluage de l'alliage 6061-T6

Les changements microstructuraux en jeu peuvent être interprétés qualitativement par l'interaction de deux phénomènes qui entrent en compétition : le durcissement du métal par écrouissage et l'adoucissement sous l'action de la chaleur. Au début, c'est le durcissement de l'aluminium qui prédomine, puis un équilibre s'établit lorsque les effets se contrebalancent. Au bout d'un certain temps, les imperfections apparaissent dans le métal et ont pour effet d'accélérer la perte de résistance, d'augmenter le taux de déformation et de conduire à la ruine du spécimen. Plus la température et la charge sont élevées, plus le métal se déforme rapidement et plus tôt se produit la rupture. Des essais à long terme sont donc requis pour établir la relation entre la contrainte, la température et le temps jusqu'à la rupture pour chaque alliage. La figure 2.37 montre les résultats de tels essais sur l'alliage recuit 5083-O.

Des courbes semblables à celle montrée sur la figure 2.37 sont utilisées pour calculer la résistance des alliages d'aluminium dans des applications structurales où la température et le fluage sont susceptibles de jouer un rôle. Les réservoirs sous pression et autres équipements pour l'industrie chimique, faits d'alliages des séries 1000 et 5000, sont souvent calculés pour une durée de vie de plus de dix ans[2.1]. Dans l'industrie aérospatiale, on utilise des alliages spéciaux démontrant à la fois une bonne résistance en traction à des températures élevées et une résistance améliorée au fluage. Certaines applications structurales ou mécaniques, tels les pipelines non enfouis pour le gaz, les câbles suspendus et les cylindres pour les gaz comprimés ou les freins hydrauliques, nécessitent un bon contrôle du fluage.

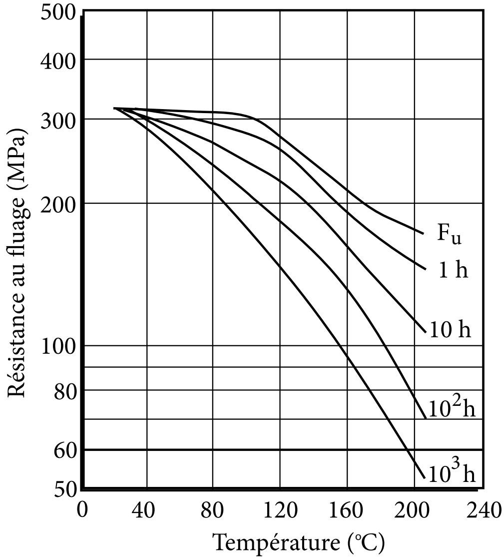


FIG. 2.37 Résultats d'essais de fluage pour l'alliage 5083-0

2.11 TENUE AU FEU

2.11.1 Introduction

Actuellement, il existe peu d'information sur la tenue au feu de l'aluminium dans les structures. Les normes canadienne[2.11] et américaine[2.4] n'y font aucunement référence, si ce n'est quelques brefs commentaires dans la Partie III de la référence [2.4]. Seule la norme européenne[2.30] présente des recommandations assez détaillées pour permettre au concepteur d'évaluer le comportement au feu des charpentes d'aluminium. Des tableaux et des équations y sont présentés pour évaluer les propriétés de certains alliages à des températures variant entre 20 et 550 °C. Les dispositions de la norme sur la tenue au feu s'appliquent aux alliages 5052, 5083, 5054, 6061, 6063 et 6082.

La baisse des caractéristiques mécaniques de l'aluminium à haute température a pour effet de réduire sa capacité portante si la structure exposée à l'échauffement est sous charge (voir la figure 2.34). Comme pour l'acier, quand il faut garantir une tenue mécanique de longue durée sous charge lors d'incendie, il est obligatoire de ménager une isolation thermique adéquate en accord avec les normes appropriées. C'est particulièrement vrai pour les cloisons coupe-feu en aluminium, lesquelles doivent être protégées pour résister à un feu pendant un temps donné.

En cas d'un échauffement suffisamment prolongé des alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000), il y a lieu de vérifier que leurs caractéristiques mécaniques n'ont pas été modifiées sous l'effet du chauffage. L'aluminium ayant une bonne conductibilité thermique, la chaleur diffuse plus facilement qu'avec d'autres matériaux, ce qui a pour effet d'éviter les points chauds localisés[2.20]. La diffusion de la chaleur s'accompagne de déformations appréciables, du fait du coefficient de dilatation élevé de l'aluminium.

2.11.2 Limite élastique

Selon la référence [2.30], la limite élastique de certains alliages d'aluminium, pour une exposition au feu d'une durée maximale de deux heures, est obtenue en multipliant la valeur de F_y donnée dans le tableau 2.7 par le coefficient k_θ tiré du tableau 2.12. Il est possible d'interpoler linéairement dans le tableau pour obtenir les coefficients correspondant à des valeurs intermédiaires de température. Si on compare les valeurs de F_y pour l'alliage 6061-T6 du tableau 2.12 à celles du tableau 2.11, tiré de la référence [2.4], la norme européenne apparaît plus libérale.

TABLEAU 2.12 Coefficient k_θ applicable à la limite élastique F_y, d'alliages d'aluminium, pour une exposition au feu d'une durée ne dépassant pas deux heures

Alliage	État	Température de l'alliage (°C)							
		20	100	150	200	250	300	350	550
3003	O	1,00	1,00	0,90	0,79	0,64	0,46	0,38	0
3003	H14	1,00	1,00	0,76	0,51	0,26	0,16	0,10	0
3004	H34	1,00	1,00	0,98	0,57	0,31	0,19	0,13	0
3004	H38	1,00	1,00	0,88	0,46	0,25	0,16	0,10	0
5005	O	1,00	1,00	1,00	1,00	0,82	0,58	0,39	0
5005	H14*	1,00	0,93	0,87	0,66	0,37	0,19	0,10	0
5005	H18	1,00	0,92	0,85	0,60	0,32	0,15	0,08	0
5052	O	1,00	1,00	1,00	0,85	0,63	0,46	0,28	0
5052	H34**	1,00	1,00	0,92	0,52	0,29	0,20	0,12	0
5052	H38	1,00	0,98	0,80	0,44	0,24	0,16	0,10	0
5083	O	1,00	1,00	0,98	0,90	0,75	0,40	0,22	0
5083	H12***	1,00	1,00	0,80	0,60	0,31	0,16	0,10	0
5086	O	1,00	1,00	0,96	0,91	0,70	0,46	0,30	0
5086	H34	1,00	1,00	0,85	0,58	0,34	0,24	0,15	0
5154	O	1,00	1,00	0,96	0,92	0,70	0,50	0,30	0
5154	H34	1,00	1,00	0,89	0,61	0,37	0,26	0,16	0
5454	O	1,00	1,00	0,96	0,88	0,50	0,32	0,21	0
5454	H32	1,00	1,00	0,92	0,78	0,36	0,23	0,14	0
5454	H34	1,00	1,00	0,85	0,58	0,34	0,24	0,15	0
6005	T5	1,00	0,93	0,81	0,66	0,42	0,23	0,11	0
6061	T6	1,00	0,95	0,91	0,79	0,55	0,31	0,10	0
6063	T5	1,00	0,92	0,87	0,76	0,49	0,29	0,14	0

6063	T6****	1,00	0,91	0,84	0,71	0,38	0,19	0,09	0
6082	T4	1,00	1,00	0,84	0,77	0,77	0,34	0,19	0
6082	T6	1,00	0,90	0,79	0,65	0,38	0,20	0,11	0

* Aussi applicable aux états H24/H34/H12/H32
** Aussi applicable aux états H12/H22/H32
*** Aussi applicable aux états H22/H32
**** Aussi applicable aux alliages 6060-T6 et T66

Il est important de retenir que la plupart des alliages d'aluminium ont perdu environ 50 % de leur capacité mécanique originale à une température oscillant autour de 250 °C.

2.11.3 Module d'élasticité

Le module d'élasticité de tous les alliages d'aluminium, après une exposition de près de deux heures à des températures élevées, prend les valeurs présentes dans le tableau 2.13 (voir aussi la figure 2.34d). Ces valeurs sont réversibles.

TABLEAU 2.13 Module d'élasticité des alliages d'aluminium après une exposition de près de deux heures à des températures élevées[2.30]

Température des alliages d'aluminium, θ (°C)	Module d'élasticité, E (MPa)
20	70 000
50	69 300
100	67 900
150	65 100
200	60 200
250	54 600
300	47 600
350	37 800
400	28 000
550	0

Le tracé des courbes contrainte-déformation à divers niveaux de température, pour un alliage donné, donne le résultat présenté sur la figure 2.38.

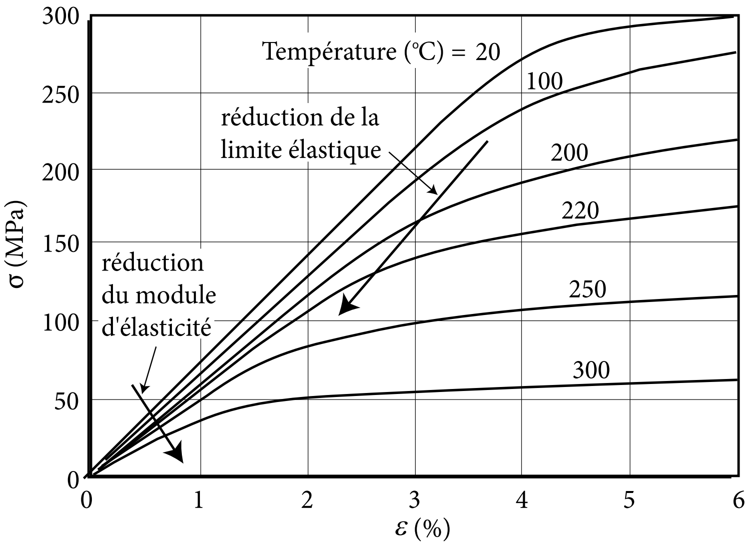


FIGURE 2.38 Courbes contrainte-déformation d'un alliage quelconque à divers niveaux de température

2.11.4 Dilatation thermique

Toujours selon la référence [2.30], la dilatation thermique, $\Delta L/L = f(\theta)$ des alliages d'aluminium suit la règle suivante pour les valeurs de θ comprises entre 0 et 500 °C. Dans l'équation (2.7), L est la longueur de la pièce à la température de 20 °C et θ est la température de la pièce.

$$\Delta L/L = 0{,}1 \times 10^{-7}\,\theta^2 + 22{,}5 \times 10^{-6}\,\theta - 4{,}5 \times 10^{-4} \tag{2.7}$$

La courbe obtenue de cette équation suit de près celle obtenue en considérant l'équation (2.8), tirée du tableau 2.6.

$$\Delta L/L = \alpha(\Delta\theta) = 24{,}0 \times 10^{-6}\,(\theta - 20) \tag{2.8}$$

2.11.5 Capacité thermique massique

La capacité thermique massique de l'aluminium augmente linéairement en fonction de la température pour des valeurs de θ se situant entre 0 et 500 °C.

$$C_p = 0{,}41\,\theta + 903 \qquad (\mathrm{J/kg \cdot {}^\circ C}) \tag{2.9}$$

La valeur obtenue de l'équation (2.9) à 24 °C diffère légèrement de la valeur présentée dans le tableau 2.6.

2.11.6 Conductibilité thermique

La référence [2.30] présente deux équations pour le calcul de la conductibilité thermique de l'aluminium en fonction de la température, pour des valeurs de θ se situant entre 0 et 400 °C. Pour les alliages des séries 1000, 3000 et 6000,

$$\lambda = 0{,}07\,\theta + 190 \qquad (\mathrm{W/m \cdot {}^\circ C}) \tag{2.10}$$

Pour les alliages des séries 2000, 4000, 5000 et 7000,

$$\lambda = 0{,}1\,\theta + 140 \qquad (\mathrm{W/m \cdot {}^\circ C}) \tag{2.11}$$

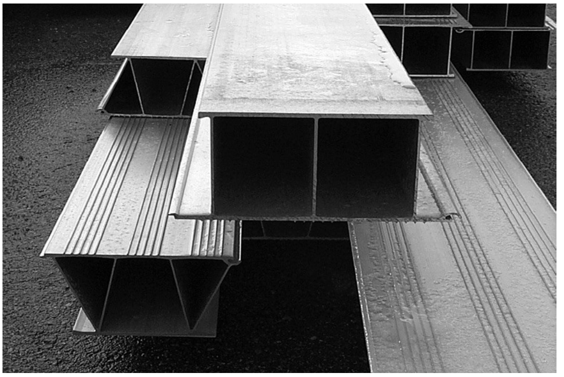
Il convient de signaler que les valeurs obtenues de l'équation (2.11) à la température de la pièce sont nettement inférieures à celle présentée dans le tableau 2.6.

2.11.7 Autres considérations

La température d'ignition de l'aluminium est supérieure à 1000 °C alors que sa température de fusion, rappelons-le, est de 660 °C. L'aluminium *ne s'enflamme donc pas* même s'il est reconnu que la poudre d'aluminium a des applications pyrotechniques et qu'on l'utilise comme combustible solide des moteurs d'appoint des lanceurs (Ariane, etc.)[2.20]. Il est étonnant de constater que la température d'ignition de l'aluminium est plus élevée que celle de l'acier, laquelle se situe à 930 °C. L'ordre des températures d'ignition n'est pas dépendant de celui des températures de fusion. La difficulté d'enflammer l'aluminium tient au fait que le film d'oxyde naturel freine la réaction du métal avec l'air ou l'oxygène, en enfermant le métal liquide dans une enveloppe plus ou moins étanche au milieu extérieur.

L'aluminium ne produit pas d'étincelle au choc. C'est la raison pour laquelle les véhicules de lutte contre l'incendie peuvent être équipés d'accessoires en aluminium[2.20]. Par contre, il est connu qu'une fine poudre d'aluminium mise en présence d'hydroxyde de fer (rouille) peut s'enflammer en produisant une intense chaleur. Dans une atmosphère de gaz inflammable comme une mine de charbon, il faut donc éviter d'entrechoquer des outils d'aluminium et des outils d'acier rouillé pour ne pas créer d'étincelles qui produiraient une explosion[2.39-2.41]. Ces cas sont toutefois très rares et peuvent être évités en gardant les outils en aluminium séparés des outils en acier rouillé ou en les recouvrant d'une couche protectrice adéquate[2.42]. Ces considérations ont toutefois entraîné le retrait d'outils d'aluminium de certaines mines de charbon.

Dans un contexte d'incendie, les alliages d'aluminium ont parfois mauvaise réputation. On leur reproche de n'avoir qu'une faible résistance au feu. Cette opinion n'est pas fondée, car il est démontré qu'une structure en alliage d'aluminium convenablement étudiée et protégée, présente le même degré de sécurité que toute autre construction métallique[2.13, 2.31]. Il peut aussi être démontré que l'interaction entre la masse volumique et la capacité thermique massique de l'aluminium et de l'acier, fait en sorte que, lorsqu'on compare des structures réelles, des éléments comparables en acier et en aluminium vont se réchauffer à peu près au même taux lors d'un incendie[2.13].



Exemples de profilés extrudés de grandes dimensions PHOTO : DENIS BEAULIEU

2.12 INFLUENCE DE LA VITESSE D'APPLICATION DES CONTRAINTES SUR LES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES

Les propriétés mécaniques des alliages d'aluminium varient de façon plus ou moins marquée en fonction du taux d'application des déformations. La résistance ultime en traction et la limite élastique ont tendance à être plus élevées lorsque le taux d'application des déformations augmente, tel qu'illustré sur la figure 2.39. Cette figure résume, de façon grossière, les résultats d'essais effectués sur différents alliages d'aluminium et publiés dans la littérature[2.12].

Dans la plupart des applications, il est raisonnable et sécuritaire de ne pas tenir compte de ce phénomène et d'utiliser les valeurs de résistance mécanique et de déformation correspondant à des essais de chargement statique.

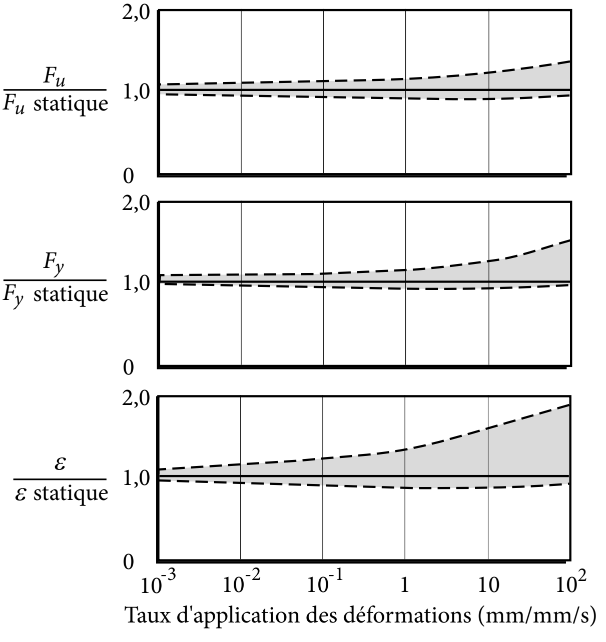


FIGURE 2.39 Variation des propriétés en fonction du taux d'application des déformations

2.13 SOUDABILITÉ

2.13.1 Introduction

Du point de vue structural, la soudabilité des alliages d'aluminium, tout comme la résistance à la corrosion qui sera abordée dans la section suivante, sont deux propriétés chimiques ou physico-chimiques que l'on peut qualifier de fondamentales. Il importe donc que le concepteur possède une assez bonne connaissance de ces propriétés. La présente section, sans être un traité sur la soudabilité des alliages d'aluminium, devrait permettre au lecteur de bien saisir le phénomène, de recevoir des conseils pratiques et de procéder à un choix judicieux du métal d'apport pour relier des pièces en alliage d'aluminium. Son contenu peut être considéré comme une introduction au chapitre 8 qui traite du calcul des assemblages soudés.

La soudabilité peut être définie comme la plus ou moins grande facilité d'établir la continuité métallique entre deux pièces tout en produisant un lien exempt de défauts physiques et, dans la mesure du possible, aussi résistant que le métal de base[2.17].

En raison de la couche d'oxyde réfractaire qui le recouvre, l'aluminium était, à l'origine, non soudable. Puis, l'utilisation d'un flux permettant d'éliminer l'alumine a permis le soudage au gaz des alliages d'aluminium. Enfin, le décapage électronique de l'aluminium a rendu possible le soudage de l'aluminium par les procédés GMAW et GTAW (voir la section 2.6.4 et le chapitre 8). Il existe aujourd'hui d'autres procédés dont certains font encore l'objet de développements : le soudage par résistance, le soudage au laser et le soudage par friction malaxage avec toupie.

Pour souder l'aluminium et ses alliages, il faut utiliser des moyens de chauffe puissants et très localisés dans le but de limiter les déformations, les manques de fusion, les pertes de chaleur et l'effondrement du bain de fusion. De plus, il faut souder rapidement avec un ampérage élevé. C'est la raison pour laquelle le procédé de soudage GMAW est généralement préféré pour assembler les charpentes ou structures d'aluminium.

2.13.2 Couche d'oxyde

Comme on l'a vu à la section 2.7, une couche d'oxyde, l'alumine, recouvre l'aluminium. Cette couche fond à plus de 2000 °C, en comparaison de l'aluminium dont le point de fusion est de 660 °C. Aussitôt qu'on l'enlève, elle se reforme et, en quelques heures, elle redevient aussi épaisse qu'avant.

La présence de cette couche a deux conséquences :

1. Puisqu'elle est poreuse, elle peut absorber de la graisse et de l'humidité et, au soudage, l'hydrogène contenu dans ces substances crée de la porosité.

La raison pour laquelle l'hydrogène capté par la couche d'oxyde crée le la porosité est que l'hydrogène monoatomique qui va dans le métal fondu est beaucoup moins soluble lorsque le bain de fusion se solidifie. Il s'ensuit qu'il essaie de s'échapper sous forme gazeuse. Puisque l'aluminium refroidit très rapidement, beaucoup de bulles restent captives dans le métal qui se solidifie, car elles n'ont pas le temps d'être évacuées.

Les autres sources d'hydrogène qui risquent de créer de la porosité sont identifiées sur la figure 2.40.

2. En raison de son point de fusion élevé, la couche d'oxyde crée des manques de fusion, tel qu'illustré sur la figure 2.41c.

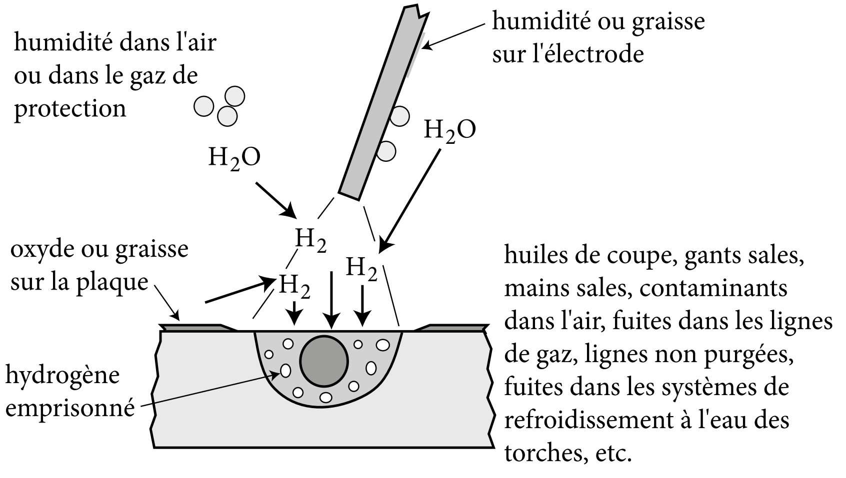


FIGURE 2.40 Sources d'hydrogène pouvant créer de la porosité dans les soudures

Il faut donc enlever la couche d'oxyde avant le soudage. On y parvient à l'aide de procédés chimiques ou mécaniques. Lorsque nécessaire, les pièces doivent être dégraissées avant l'enlèvement de la couche d'oxyde par des moyens mécaniques, car ces procédés peuvent incruster les saletés dans l'aluminium. À cet effet, on utilise généralement des produits volatiles comme l'acétone ou l'alcool. Le décapage mécanique doit être effectué à l'aide d'outils qui tournent à de grandes vitesses, pour éviter les engorgements.

Le décapage chimique, qui permet d'éliminer les couches épaisses, peut être effectué à l'aide de soude caustique et d'acide nitrique concentré, et en procédant à diverses opérations de rinçage à l'eau froide et à l'eau chaude.

On doit souder le plus vite possible après la préparation des plaques. Il n'est pas recommandé de souder si plus de six heures se sont écoulées depuis l'enlèvement de la couche d'oxyde.

Pour éviter qu'ils ne soient contaminés, les pièces à souder, de même que le matériel d'apport, nécessitent des soins particuliers lors de l'entreposage. Dans certains types de joints soudés, la surface du métal d'apport requis pour remplir le joint peut être plusieurs fois supérieure à celle du métal de base. L'état de surface du métal d'apport est donc très important. Il faut entreposer les fils ou les électrodes dans des pièces chauffées pour éviter la condensation, ne pas les garder trop longtemps et les recouvrir dans l'usine.

La référence [2.32] fournit beaucoup plus de détails sur les étapes à franchir avant le soudage de pièces d'aluminium.

2.13.3 Problèmes de fusion

Pour que la soudure soit acceptable sur le plan de la résistance, il faut éviter les problèmes de fusion. Il suffit de prendre quelques précautions, ce qui n'exclut pas l'importance de l'habileté ou de l'expérience du soudeur.

L'aluminium conduit la chaleur rapidement, c'est-à-dire que la chaleur produite au point de fusion est soutirée rapidement par les plaques, tel qu'illustré sur la figure 2.41a. Il est donc difficile d'induire assez de chaleur pour fusionner la racine d'un cordon de soudure, surtout pour les plaques d'aluminium épaisses (figure 2.41b). Il est important de fournir rapidement de grandes quantités de chaleur. L'ampérage requis doit donc être élevé, quitte à utiliser de grandes vitesses d'arc.

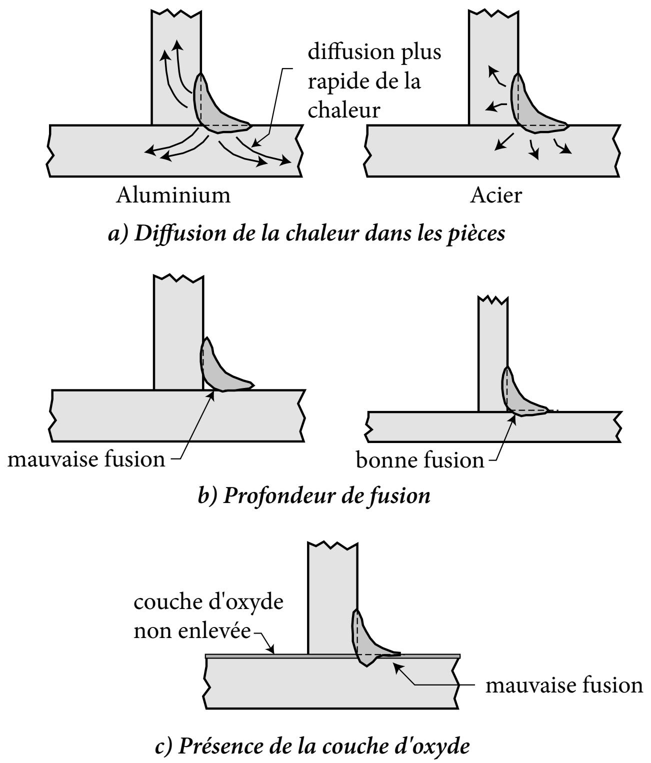


FIGURE 2.41 Problème de fusion lors du soudage

L'apport de chaleur est déterminé par les paramètres électriques et la vitesse d'arc. Pour une vitesse d'arc, un ampérage et un voltage donnés, des chanfreins avec des angles d'ouverture plus ou moins grands créent les dépôts illustrés sur la figure 2.42a. On constate que la quantité de métal de base devant être fondu dans le cas de petits angles d'ouverture est beaucoup plus grande. Ce phénomène, combiné au fait que la quantité de chaleur à fournir à l'aluminium est grande, puisqu'elle est évacuée rapidement dans les plaques, implique qu'on devra favoriser de plus grands angles d'ouverture lors de la préparation des plaques d'aluminium, comparativement à l'acier. De grands angles sont aussi requis pour permettre un bon accès avec le procédé GMAW, car les buses sont assez volumineuses.

Si un angle d'ouverture de 45° est acceptable pour l'acier, un angle d'ouverture de 60° est préférable pour l'aluminium (figure 2.42b). Pour des plaques de 12 mm et plus, des angles de 60° sont un minimum. Ils peuvent être aussi élevés que 75 ou 80°, selon le procédé. Pour des plaques très épaisses, on peut aussi utiliser le préchauffage, mais avec précaution, comme on le verra plus loin.

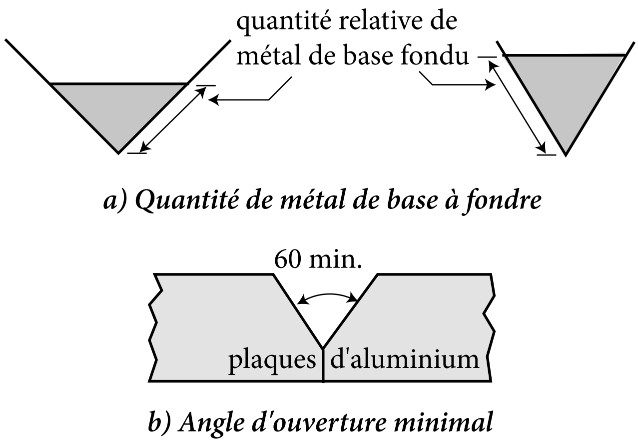


FIGURE 2.42 Influence de l'angle d'ouverture des chanfreins

Pour vérifier la pénétration d'une soudure d'angle, il est recommandé de procéder à des essais de rupture sur de petits échantillons de même grade et de même épaisseur, et soudés de la même façon qu'en production. Lorsque la racine est non pénétrée, la soudure brise facilement puisque l'aluminium est sensible aux entailles. Lorsque la pénétration est adéquate, la cassure survient à travers la zone affectée par la chaleur. Un manque de fusion est une indication qu'il y a des corrections à apporter à la préparation des plaques ou à la procédure de soudage.

2.13.4 Fissuration à chaud

L'aluminium perd toutes ses propriétés plastiques à la température de fusion (660 °C) ou près de cette température. *Au refroidissement*, des fissures peuvent survenir au milieu de la soudure ou dans la zone de liaison adjacente à la soudure, tel qu'illustré sur la figure 2.43.

Les causes de la fissuration à chaud sont :

- la composition chimique du matériau de base et de la soudure ;
- le temps dans la gamme de températures critiques ;
- le niveau des contraintes lors du refroidissement ;
- le profil de la soudure.

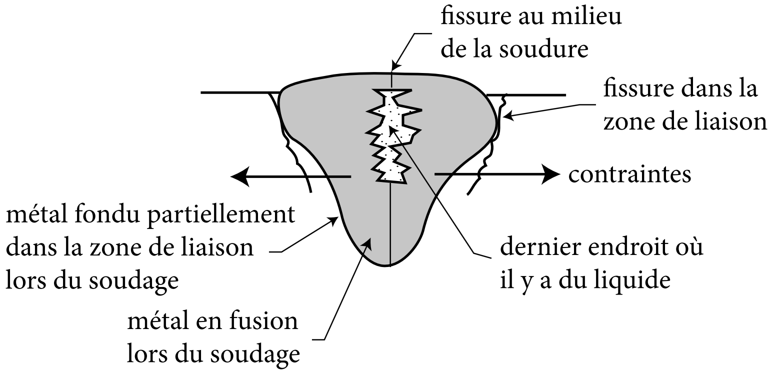


FIGURE 2.43 Fissuration à chaud

La cause la plus importante est la première. C'est aussi la plus fondamentale puisque c'est celle qui régit le choix du métal d'apport en fonction des alliages à relier. Ainsi, on comprendra pourquoi les alliages 1050, 1100, 3003, 3004, 5454 et 5083, par exemple, sont facilement soudables, alors que les alliages 6063, 6101, 6351, 6061, 5052 et 7004, bien que soudables, sont très susceptibles à la fissuration.

Composition chimique

On a vu, à la section 2.5.7, que chaque série d'alliage possède un diagramme de phase et que chaque alliage a un intervalle de température de solidification qui le caractérise. Comme on peut l'observer sur la figure 2.15, l'alliage 2024, qui contient 4,4 % de cuivre, possède un intervalle de température de solidification de 55 °C (630-575 °C). L'étape de la solidification est celle pendant laquelle l'aluminium est à la fois partiellement solide et partiellement liquide. Il s'agit de la zone identifiée par (Al + L) sur la figure 2.15 et des zones identifiées par (α + L) sur les figures 2.16 et 2.17.

Certains alliages, comme le 2024, possèdent un intervalle de température de solidification élevé. Or, dans cet intervalle, la partie encore liquide fait que l'alliage n'offre pratiquement aucune résistance aux forces de retrait de la solidification. L'endroit où il reste du liquide, juste avant que la solidification soit complète, est le milieu du cordon de soudure, tel qu'indiqué sur la figure 2.43. Cette région, qui n'a pas de résistance à la déformation, se fissure sous les contraintes imposées par le métal qui se contracte de chaque côté, en refroidissant. Il convient de rappeler que l'aluminium se contracte deux fois plus que l'acier pour une même chute de température. De plus, les contraintes venant du bridage des plaques ou de l'extérieur peuvent s'ajouter.

En règle générale, plus la gamme des temps de solidification est grande, plus le risque de fissuration à chaud augmente, puisque la quantité de retrait est proportionnelle à l'amplitude de la chute de température entre le moment où le liquide commence à se solidifier et celui où la solidification est complète.

Dans la zone de liaison, une partie du métal de base est fondue entre les grains. Le même processus que celui décrit précédemment survient, mais la fissure apparaît dans le métal de base, très près de la soudure, tel qu'illustré sur la figure 2.43.

La figure 2.44 indique la susceptibilité à la fissuration à chaud de différents groupes d'alliages. Il suffit de consulter les diagrammes de phase de ces systèmes d'alliages pour noter que là où la gamme de températures de solidification est grande, la soudabilité est faible et *vice-versa*.

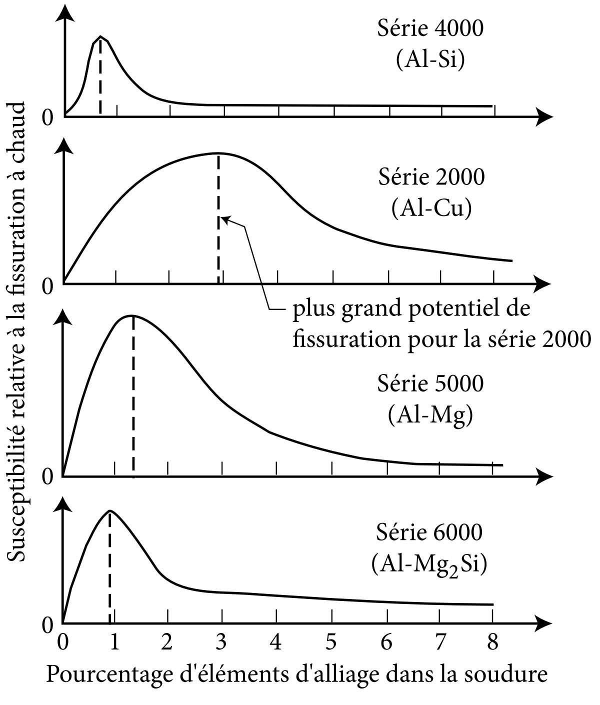


FIGURE 2.44 Susceptibilité relative à la fissuration à chaud de séries d'alliages

Parce que plusieurs alliages d'aluminium sont susceptibles de se fissurer à chaud, on utilise souvent des matériaux d'apport ayant une composition chimique différente de celles des plaques à souder. Il est ainsi possible d'améliorer la soudabilité de certains alliages en réduisant l'intervalle de température de solidification par un choix judicieux de métal d'apport. La susceptibilité à la fissuration à chaud dépend alors de la *composition chimique* de la soudure, qui inclut des éléments du métal d'apport et du métal de base. Pour éviter les fissures à chaud, il est donc tout à fait approprié d'utiliser les électrodes recommandées par les normes.

Dans le cas illustré sur la figure 2.45, pour améliorer la soudabilité de l'alliage 5052, il faut utiliser des matériaux d'apport qui ont plus, ou moins, de magnésium que le 5052. Généralement, les matériaux d'apport suggérés contiennent plus d'éléments d'alliage que les matériaux de base.

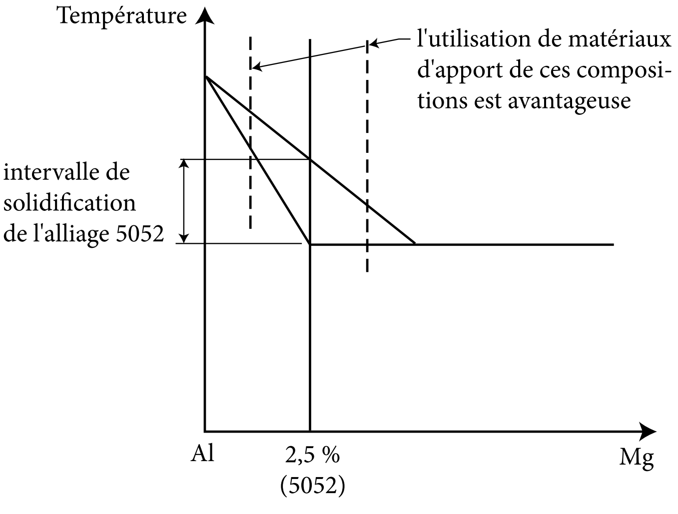
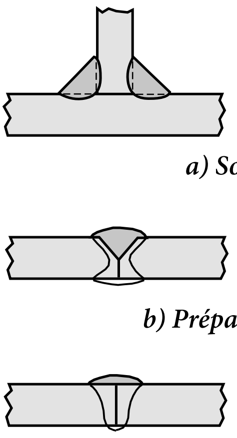


FIGURE 2.45 Choix de matériaux d'apport pour le soudage

Le *taux de dilution du métal de base*, c'est-à-dire le pourcentage de métal de base que l'on trouve dans la soudure, a une influence sur la composition chimique de cette dernière. Dans l'exemple précédent, si on soude l'alliage 5052 avec un taux de dilution de 80 %, on obtient un bain de fusion dont la susceptibilité à la fissuration est près de celle du 5052. La géométrie du joint et les paramètres de soudage utilisés ont donc une grande influence sur le résultat final, surtout pour les alliages qui ont une moins bonne soudabilité. On a avantage à *garder le taux de dilution au minimum* pour profiter de la plus faible gamme de solidifications des matériaux d'apport, relativement à celle des matériaux de base. La figure 2.46 présente quelques exemples de joints soudés avec différents taux de dilution.



Composition de la soudure

80 % de matériau d'apport
20 % de matériau de base

a) Soudure d'angle

60 % de matériau d'apport
40 % de matériau de base

b) Préparation en V simple

20 % de matériau d'apport
80 % de matériau de base

c) Préparation à bords droits

FIGURE 2.46 Taux de dilution du métal de base pour différents joints soudés

Pour réduire les risques de fissuration dans *la zone de liaison*, on ne peut jouer sur la composition chimique, car il s'agit de la composition des plaques que l'on doit souder. Pour contourner le problème, on utilise des matériaux d'apport avec un haut taux d'éléments d'alliage, comme le 4043 (5 % de silicium), ce qui a pour effet de réduire le point de fusion. Par conséquent, la zone de liaison a le temps de se solidifier en bonne partie et d'avoir suffisamment de résistance mécanique avant que la soudure, qui a un plus bas point de fusion, se solidifie et impose des contraintes de retrait.

En terminant cette présentation sur l'influence de la composition chimique sur la fissuration à chaud, il importe de faire quelques mises en garde en présentant des combinaisons d'alliages à proscrire pour le soudage :

- Il faut éviter d'utiliser l'alliage 4043 comme métal d'apport avec l'alliage 1100 et 80 % de dilution. Il en résulte une soudure très sensible à la fissuration avec seulement 1 % de Si.
- On doit faire attention de ne pas utiliser le métal d'apport 4043 avec les alliages qui contiennent plus de 2,5 % de magnésium comme les 5083, 5086 et 5456, car des composés de Mg_xSi_y peuvent se former. Ces composés réduisent la ductilité et augmentent le risque de fissuration (voir les sections 2.13.9 et 2.14.17).
- Il faut éviter les combinaisons reconnues pour être sujettes à la fissuration comme les alliages contenant du magnésium et du cuivre. Il ne faut donc pas souder du 2000 avec du métal d'apport 5000 et du 5000 avec du métal d'apport 2000. L'alliage 5052 (2,5 % de Mg), soudé avec un métal d'apport en alliage 5554 (2,7 % Mg), crée une soudure fissurante, car à 2,6 % de Mg, l'intervalle de solidification est très grand.

Temps dans la gamme de températures critiques

Il faut utiliser un ampérage élevé et les vitesses d'arc les plus grandes possible. Cela est primordial pour le soudage de l'aluminium afin d'avoir un bon rendement thermique et, ainsi, éviter que la chaleur ne soit soutirée trop rapidement sans permettre la fusion du métal de base. Les grandes vitesses réduisent le temps pendant lequel la soudure demeure dans la zone critique et réduit la tendance à la fissuration. De plus, de grandes vitesses de soudage réduisent l'étendue de la zone affectée thermiquement et, du même coup, le retrait du métal de base. Il y a donc moins de contraintes appliquées sur la soudure lors du refroidissement et moins de chances de fissuration.

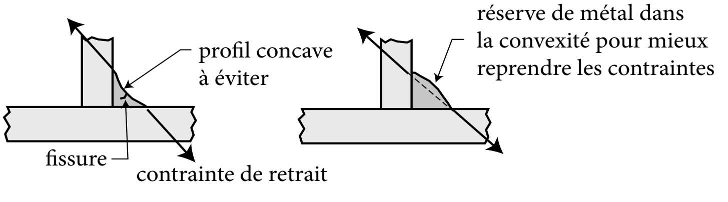
Niveau de contraintes lors du refroidissement

Lorsque cela est possible, il faut chercher à réduire le niveau des contraintes dans les pièces assemblées. On peut parfois mettre l'assemblage en compression. Il est préférable, tel que déjà mentionné, de faire les soudures lorsque les plaques ne sont pas fixées ailleurs, dans le but de réduire le bridage.

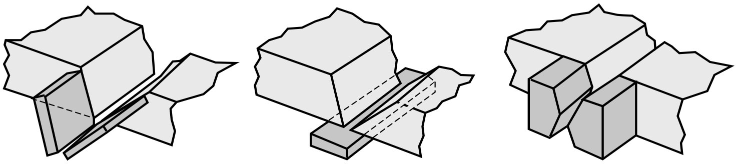
Profil de la soudure

Les profils de soudure concaves sont à éviter, car plus de contraintes de retrait passent par le centre de la surface de la soudure, et c'est précisément à cet endroit que l'alliage reste liquide le plus longtemps (figure 2.47a). Il est préférable d'avoir une réserve de métal dans la convexité pour reprendre les contraintes.

Un des problèmes du soudage de l'aluminium est la présence de cratères, si on n'a pas de bonnes techniques d'arrêt. Les cratères ont un profil concave et, de plus, ils refroidissent très rapidement étant donné que le régime de chaleur est interrompu. Il se produit souvent des fissures de cratère. Pour contourner cette difficulté, il faut éviter les soudures discontinues qui ont pour effet de multiplier les cratères et, dans la mesure du possible, utiliser des appendices de départ et d'arrivée, tels ceux montrés sur la figure 2.47b, pour faire les départs et les arrêts en dehors du joint. Enfin, il faut éviter les soudures verticales descendantes parce qu'elles ont tendance à former des profils concaves.



a) Réalisation d'un profil convenable



b) Utilisation d'appendices de départ et d'arrivée

FIGURE 2.47 Moyens d'éviter la fissuration à chaud

2.13.5 Conséquences de la conductibilité thermique

Le soudage des petites pièces entraîne un réchauffement rapide de toute la pièce, ce qui n'est généralement pas désirable. Pour pallier à cette difficulté, on peut réduire l'apport de chaleur à mesure que la soudure progresse. Il suffit d'augmenter la vitesse d'arc, si on utilise le procédé GMAW. Il est aussi possible d'interrompre le soudage et de laisser refroidir avant de reprendre.

Le soudage de grosses pièces entraîne aussi son lot de difficultés. Pour remplacer la chaleur évacuée rapidement dans les plaques, il faut augmenter le courant. On peut aussi penser à utiliser un mélange argon-hélium ou de l'hélium pur au lieu de l'argon pur. L'hélium permet de transférer plus de chaleur dans la plaque. Il est aussi possible de préchauffer les pièces, mais avec précaution et en tenant compte de certaines restrictions (voir la section 2.13.9).

Si on soude deux alliages différents, il faut préchauffer le plus conducteur ou, encore mieux, équilibrer la chaleur de façon appropriée. Dans l'exemple de la figure 2.48, la torche est orientée davantage vers la plaque en alliage 6061, plus conducteur que l'alliage 5083.

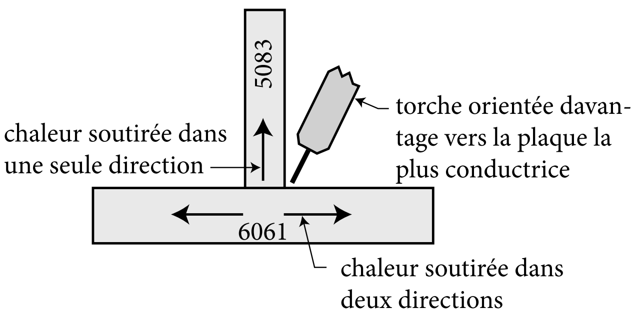


FIGURE 2.48 Compensation de chaleur pour l'assemblage de pièces en alliages d'aluminium

2.13.6 Déformations

Les caractéristiques influençant la quantité de retrait, donc, la quantité de déformation des assemblages d'aluminium, sont comparées à celles de l'acier dans le tableau 2.14.

TABLEAU 2.14 Comparaison de l'aluminium avec l'acier pour les quantités de déformation induite par le soudage

Propriétés	Aluminium comparé à l'acier	Quantité de déformation
Coefficient de dilatation thermique	2 fois plus élevé	+ 2
Conductibilité thermique	4 fois plus élevée	~ – 4
Module d'élasticité	3 fois moins élevé	+ 3
Point de fusion	2,3 fois moins élevé	~ – 2,3

Le résultat net de cette comparaison est que les déformations totales des pièces en aluminium sont, à toutes fins pratiques, équivalentes à celles des pièces en acier.

Pour contrer les effets des déformations, plusieurs mesures peuvent être prises :

- adopter une séquence de soudage optimisant la répartition thermique de part et d'autre du joint, en tirant profit du fait que l'aluminium est léger et qu'il est plus facilement manœuvrable;
- utiliser les gabarits pour maintenir les assemblages en place;
- concevoir des joints minimisant la déformation. Dans les soudures sur préparation, par exemple, utiliser des préparations doubles plutôt que simples, ou des préparations de joints nécessitant moins de métal d'apport.

On comprendra que certaines de ces recommandations peuvent entrer en conflit avec celles qui ont été formulées précédemment pour contrer la fissuration à chaud. Il faut trouver le juste équilibre.

2.13.7 Soudage par groupes d'alliages

Les familles d'aluminium les plus faciles à souder sont celles qui ne sont pas traitées thermiquement, soit les séries 1000, 3000 et 5000. Ces dernières sont livrées écrouies et les seuls effets du cycle thermique sont de provoquer une recristallisation dans la zone thermiquement affectée. La famille 6000 peut être soudée facilement, mais le soudage s'accompagne d'un adoucissement des propriétés mécaniques (voir les sections 2.6.2 et 2.6.3).

Les séries 4000 et 2000, à résistance élevée, sont soudables à la condition de prendre des précautions particulières. Dans la famille 7000, seuls les alliages 7005 et 7039 sont soudables. De plus, les soudures vieillissent naturellement et retrouvent 70 à 90 % de la résistance mécanique antérieure dans les 30 à 90 jours suivant le soudage.

Les *alliages de corroyage* suivants sont facilement soudables à l'aide des procédés GMAW et GTAW : l'aluminium pur, 1350, 1060, 1100, 2219, 3003, 3004, 5005, 5050, 5052, 5083, 5086, 5154, 5254, 5454, 5456, 5652, 6010, 6061, 6063, 6101, 6151, 7005 et 7039.

Les alliages suivants sont soudables, la plupart du temps : 2014, 2036, 2038, 4032. L'alliage 2024 a une soudabilité limitée, alors que les alliages suivants sont réputés non soudables : 7021, 7029, 7050, 7075, 7079, 7129, 7150, 7178 et 7475.

Les *alliages de fonderie* suivants sont facilement soudables : 356.0, 443.0, 413.0, 514.0, A514.0.

Les alliages suivants sont soudables, la plupart du temps : 208.0, 308.0, 319.0, 333.0, 355.0, C355.0, 511.0, 512.0, 710.0, 711.0 et 712.0. Les alliages suivants présentent une soudabilité limitée : 222.0, 238.0, 295.0, 296.0 et 520.0. L'alliage 242.0, quant à lui, est non soudable.

2.13.8 Matériaux d'apport

Le système de classification des matériaux d'apport est le même que celui des alliages de corroyage ou de fonderie, les chiffres étant précédés d'une lettre ou de deux lettres : **E** pour l'électrode (fil continu), **R** pour la baguette enrobée, ou **ER** si le produit peut être utilisé comme électrode ou comme baguette.

Série ER1000 – L'électrode ER1100 peut être utilisée pour tous les alliages de la série 1000 ainsi que pour les alliages 3003 et 5005. La résistance à la traction et la ductilité sont acceptables. La conductivité électrique ainsi que la résistance à la corrosion sont excellentes. Pour les applications chimiques, il faut choisir un métal d'apport au moins aussi pur que le métal de base pour éviter la corrosion.

Série ER2000 – L'électrode ER2219 peut être utilisée pour souder les alliages 2219 et 2014 ainsi que les alliages de fonderie à base de cuivre. Elle est traitable thermiquement et permet d'obtenir de grandes résistances mécaniques et une bonne ductilité pour les alliages de fonderie Al-Cu.

Série ER4000 – Les électrodes ER4043 et ER4047 peuvent être utilisées pour souder une grande variété de matériaux de base, tels les alliages 2014, 2219, 5005, 5050, tous les alliages des séries 1000, 3000 et 6000, ainsi que les alliages de fonderie à base de Al-Si ou Al-Si-Mg (séries 400.0 et 300.0).

L'électrode ER4043 est une des deux électrodes les plus utilisées pour des applications structurales (voir le tableau 2.9). Les ER4043 et ER4047 résistent bien à la fissuration à chaud. Elles ont une résistance mécanique passable et elles résistent bien à la corrosion. La grande quantité de silicium que ces alliages contiennent fait qu'ils n'ont pas une ductilité aussi bonne que les ER1000, ER2000 ou ER5000. De plus, à l'anodisation, le silicium demeure emprisonné dans la couche d'oxyde, ce qui donne à l'aluminium une surface gris foncé. Si les plaques doivent être anodisées après soudage, il est préférable d'opter pour des fils de la série ER5000, car ils ne contiennent pas de silicium.

Ces deux alliages d'apport ne répondent pas aux traitements thermiques. Par contre, le ER4145, qui est peu sensible à la fissuration à chaud pour souder les alliages de la série 2000 ou les alliages de coulée à base d'Al-Cu ou Al-Si-Cu, répond, lui, aux traitements thermiques. Le ER4145 peut remplacer le ER4043 ou le ER4047 pour plusieurs applications, mais les joints auront une moins grande ductilité.

Série ER5000 – Les matériaux d'apport de cette série sont ceux qui ont les meilleures propriétés mécaniques. L'électrode ER5356, qui appartient à cette série, est très largement utilisée dans les applications structurales (tableau 2.9).

Les électrodes de la série ER5000 ont une meilleure ductilité que les ER2000 et ER4000. Elles peuvent être utilisées pour souder les alliages des séries 5000 et 6000, ainsi que l'alliage 7005. La résistance mécanique et à la fissuration à chaud augmente avec la quantité de magnésium. Le préchauffage et la température, entre chaque passe, doivent toutefois demeurer sous les 65 °C pour éviter la sensibilisation à la corrosion sous tension. Les électrodes de cette série génèrent moins d'ozone que l'électrode ER4043.

Alliages R242.0, R295.0 et R355.0 – Ces alliages sont utilisés pour la *réparation* des alliages de fonderie.

Comme on l'a vu à la section 2.6, l'assemblage soudé a des propriétés moindres que les plaques avant soudage. Le matériau d'apport est par conséquent élaboré pour avoir une bonne ductilité et pour réduire la susceptibilité à la fissuration à chaud. Le tableau 2.15 donne la liste des matériaux d'apport les plus susceptibles de répondre à certaines attentes pour quelques alliages courants.

TABLEAU 2.15 Recommandation de matériaux d'apport pour l'obtention de certaines caractéristiques

Métal de base	Grande résistance	Bonne ductilité	Couleurs assorties après anodisation	Résistance à la corrosion dans l'eau de mer	Susceptibilité minimale à la fissuration à chaud
1100	4043	1100	1100	1100	4043
2219	2319	2319	2319	2319	2319
3003	4043	1100	1100	1100	4043
5052	5356	5654	5356	5554	5356
5083	5183	5356	5183	5183	5356
5086	5356	5356	5356	5356	5356
5454	5356	5554	5554	5554	5356
5456	5556	5356	5556	5556	5356
6061	5356	5356	5654	4043	4043
6063	5356	5356	5356	4043	4043
7005	5556	5356	5356	5356	5356
7039	5556	5356	5356	5356	5356

La plupart des normes et des manuels de calcul qui traitent des assemblages soudés en aluminium, présentent un tableau semblable au tableau 2.16, lequel permet au concepteur de faire un choix éclairé de matériaux d'apport pour plusieurs combinaisons d'alliages. Les tableaux peuvent différer d'une norme à l'autre, selon les usages. Dans le cas présent, celui qui a été retenu reflète la pratique canadienne, voire nord-américaine, de calcul des charpentes d'aluminium.

TABLEAU 2.16 Matériaux d'apport pour soudage des alliages de corroyage, selon les procédés GMAW et GTAW[2.33]

Alliages à assembler	3003 3004	5052	5083 5086	5454	6061 6063 6351	7004
7004	5356*	5356*	5356*	5356* 5554**	5356*	5356*
6061 6063 6351	4043 5356*	5356* 5554**	5356*	5356* 5554**	4043 5356*	
5454	5356* 5554**	5356* 5554**	5356*	5554** 5356*		
5083 5086	5356*	5356*	5356*			
5052	5356*	5356* 5554**				
3003 3004	4043 5356*					

* L'alliage 5356 Al-Mg est le métal d'apport à haute résistance mécanique le plus utilisé. Toutefois, il est aussi possible d'utiliser les alliages 5183 et 5556.

** L'alliage 5554 est un bon choix pour une exposition prolongée à des températures élevées.

Si on utilise des matériaux d'apport autres que ceux identifiés dans le tableau 2.16, on risque d'obtenir des joints fissurés ou fragiles.

2.13.9 Préchauffage et application de la chaleur

Le *préchauffage* ne devrait être utilisé que lorsqu'il n'existe aucune autre solution. Le préchauffage augmente la largeur de la zone affectée thermiquement des assemblages soudés et, par conséquent, réduit les propriétés mécaniques.

Les cas pouvant justifier un préchauffage sont les suivants :

- les plaques épaisses, car plus une plaque est épaisse, plus la chaleur au point de soudage est évacuée rapidement;
- la répartition de la chaleur entre une plaque mince et une plaque épaisse, en préchauffant la plaque la plus épaisse;
- l'enlèvement de l'humidité en surface;
- la réduction des contraintes de refroidissement des alliages de coulée, car ils sont plus susceptibles à la fissuration à chaud;
- les départs des cordons de soudure qu'il faut éviter d'effectuer lorsque le métal est froid, car on risque d'obtenir de la porosité ou des manques de fusion ou de pénétration;

- la réduction des contraintes résiduelles;
- la réduction des distorsions au refroidissement.

Dans tous les cas, il faut éviter de maintenir la température élevée.

Pour les alliages qui contiennent de 2,5 à 5,0 % de Mg, on ne doit pas préchauffer à une température supérieure à 120 °C et la température, entre les passes de soudure, ne doit pas excéder 150 °C. Si ces alliages sont maintenus à une température entre 150 et 200 °C pendant de courtes périodes, leur résistance à la corrosion sous contrainte en est affectée.

On peut aussi vouloir appliquer de la chaleur à des assemblages avant de corriger les distorsions causées par la soudure. Là encore, il faut faire attention de ne pas trop changer les propriétés des alliages et ce ne sont pas tous les alliages qui peuvent subir un tel traitement. La référence [2.34] fournit un tableau à ce sujet pour guider le concepteur. Il faut respecter les recommandations du tableau 2.17 pour préserver les propriétés des alliages.

Les durées maximales à une certaine température, pour le groupe 1 du tableau 2.17 servent à prévenir un survieillissement.

Exemples de la malléabilité de l'aluminium PHOTOS : DENIS BEAULIEU

Le groupe 3 est composé de deux catégories. Les alliages qui contiennent peu de magnésium sont relativement insensibles à la température s'ils sont à l'état recuit. Ceux qui, comme on vient de le voir, contiennent de 2,5 à 5,0 % de magnésium sont sensibilisés à la corrosion sous tension lorsque maintenus pendant de courtes périodes à des températures se situant entre 150 et 200 °C. C'est pourquoi il n'est pas recommandé de les maintenir à ces températures (voir la section 2.14.17).

Les alliages du groupe 4 sont vieillis et il n'est pas recommandé de les chauffer à nouveau dans cet état, ce qui entraînerait un survieillissement exagéré. On devrait les travailler à froid, dans l'état recuit, O, ou après mise en solution.

TABLEAU 2.17 Durée maximale de maintien de la température pour les alliages d'aluminium avant correction des déformations[2.34]

		Température de maintien*							
Groupe	**Alliages**	**425**	**260**	**230**	**215**	**200**	**190**	**175**	**120 à 165**
		NR	NR	5 min	15 min	30 min	2 h	10 h	50 h
1**	2219-T3 6061-T4, T5, T6 6063-T5, T6 6351-T5, T6 6101-T5, T6 6201-T5, T6								
		50 h	50 h	50 h	50 h	50 h	50 h	50 h	50 h
2***	1060, 1100 3003, 3004 5005, 5050 5052, 5652 5454 0443.0								
		50 h	50 h	50 h	NR	NR	NR	NR	NR
3	5083 5086 5154 5254 5456 0514.0 0535.0								
		50 h	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR
4****	7005-T53 7004-T53								

Notes :

* Une formabilité égale peut être obtenue avec de plus courtes périodes de chauffage à des températures correspondantes plus élevées. La durée de maintien de la température pour les alliages revêtus doit être minimale pour empêcher la diffusion de l'alliage de revêtement dans l'alliage de base. Le chauffage doit être aussi rapide que possible, en particulier pour les températures supérieures à 200 °C. Un temps excessif pour atteindre la température requise peut avoir les mêmes effets indésirables que ceux attribuables à une durée de maintien excessive à une température donnée.

** La diminution de la résistance mécanique pour les alliages à l'état T6 ne sera pas supérieure à 5 % lorsqu'ils sont chauffés à la température indiquée pendant les périodes spécifiées. La résistance en traction des alliages à l'état T4 augmentera.

*** Ces alliages ont été recuits à des températures supérieures à 345 C pour un état O (recuit). Seuls les alliages de pièces coulées spécifiés sont recommandés pour le formage.

**** Voir l'article 5.13.6 de la référence [2.34].

NR : non recommandé.

2.13.10 Formation de dépôts noirs

Le soudage de l'aluminium entraîne parfois la formation de dépôts noirs sur la surface des pièces, tel qu'illustré sur la figure 2.49. Ces dépôts, appelés « smut », sont composés de vapeurs de magnésium ou de zinc qui condensent sur la surface. Le point d'ébullition du magnésium est de 1110 °C, celui du zinc est de 906 °C et celui de l'aluminium est de 2495 °C. C'est pourquoi du zinc et du magnésium s'évaporent lors du soudage.

Les dépôts noirs doivent être enlevés entre les passes, car ils peuvent créer des inclusions et appauvrir la soudure. Il faut les enlever le plus tôt possible après le soudage, car plus on attend, plus ils sont tenaces. Pour en réduire la quantité, on peut utiliser un matériau d'apport de la série 4000 qui ne contient pas de magnésium, contrairement à ceux de la série 5000. On peut aussi souder en poussant, ce qui a pour avantage de produire un meilleur décapage électronique en avant du bain liquide avec l'arc.

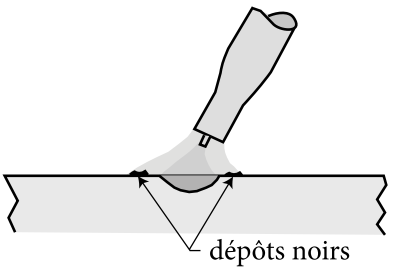


FIGURE 2.49 Formation de dépôts noirs lors du soudage

2.14 TENUE À LA CORROSION

2.14.1 Introduction

On ne peut concevoir d'ouvrage en alliages d'aluminium sans aborder le problème de la corrosion, même s'il est prévu que la structure sera utilisée dans des conditions idéales. Il y a donc un minimum de connaissances que le concepteur doit posséder pour faire un choix judicieux d'alliages et pour éviter de faire des erreurs qui pourraient s'avérer coûteuses.

L'étude de la corrosion est une science complexe qui relève de la métallurgie et de la chimie. Il existe des spécialistes du domaine qui se font un devoir d'assister le concepteur d'ouvrages dans ses choix ou de lui fournir une expertise lorsque vient le temps d'évaluer des dommages. Dans la présente section, les buts poursuivis sont de transmettre à l'étudiant en génie suffisamment d'information pour qu'il puisse connaître ce qu'est la corrosion de l'aluminium, et d'amener l'ingénieur concepteur à un niveau de connaissances lui permettant de bien évaluer les problèmes auxquels il risque d'être confronté. Le traitement sera donc assez superficiel et le contenu sera emprunté à quelques excellents ouvrages sur le sujet[2.1, 2.16, 2.20, 2.31, 2.35].

2.14.2 Principaux paramètres

La tenue à la corrosion des alliages d'aluminium dépend d'une multitude de paramètres. :

- la composition, l'état métallurgique et l'état de surface des alliages eux-mêmes;
- les caractéristiques du milieu dans lequel ils sont exposés (milieu marin, humide, urbain, agricole, industriel, minier, etc.);
- les conditions de service prévues (bâtiment, ouvrage d'art, véhicule, aéronef, navire, équipement);
- les dispositions constructives (assemblages, contact avec d'autres métaux ou matériaux);
- la durée de l'ouvrage;
- la fréquence et le type d'entretien.

Ces paramètres sont tous très importants, et ce n'est qu'en analysant chaque cas en particulier qu'on est en mesure d'évaluer lesquels sont susceptibles de l'être davantage.

2.14.3 Couche d'oxyde naturelle

Comme nous l'avons vu à la section 2.7.2, l'aluminium a la propriété de s'oxyder au contact de l'air et de former, sur toute sa surface, une mince couche d'oxyde qui le rend *passif* à l'environnement, c'est-à-dire imperméable aux attaques d'atmosphères corrosives. La bonne tenue à la corrosion de l'aluminium et de ses alliages, est due à la présence permanente, sur le métal, de cette couche d'oxyde d'aluminium, communément appelée *alumine*. Ce film se forme dès que le métal est mis au contact d'un milieu oxydant, tel l'air ou l'eau, et il se reforme instantanément après des opérations de mise en forme ou de soudage.

La stabilité physico-chimique de l'alumine a donc une très grande importance dans la résistance à la corrosion de l'aluminium. Elle dépend, en particulier, des caractéristiques du milieu, dont le pH, ainsi que de la nature de l'alliage.

2.14.4 Influence du pH

La vitesse de dissolution du film d'oxyde dépend du pH, tel qu'illustré sur la figure 2.50. Elle est très forte en milieu acide et en milieu alcalin, mais elle est faible dans les milieux proches de la neutralité, soit pour des valeurs de pH oscillant entre 5 et 9. Les eaux naturelles de rivières et de pluie ont un pH voisin de 7, alors que l'eau de mer a un pH de l'ordre de 8. Le film d'oxyde est donc stable dans ces milieux, ce qui explique la grande longévité constatée, à ce jour, des toitures, bardages, matériel de signalisation routière, etc., en alliages d'aluminium non protégés, exposés aux intempéries.

Pour prendre en compte la tenue à la corrosion de l'aluminium dans un milieu aqueux, il faut, de plus, s'attarder à la nature de l'acide, de la base ou des sels dissous. Les hydracides, tels que l'acide chlorhydrique, attaquent fortement l'aluminium. La vitesse d'attaque augmente avec la concentration. Par contre, l'acide nitrique concentré n'a pas d'action sur l'aluminium. Par sa fonction oxydante, il contribue même à renforcer très légèrement la couche d'oxyde naturel. Il est d'ailleurs utilisé, en concentration supérieure à 50 %, pour le décapage de l'aluminium.

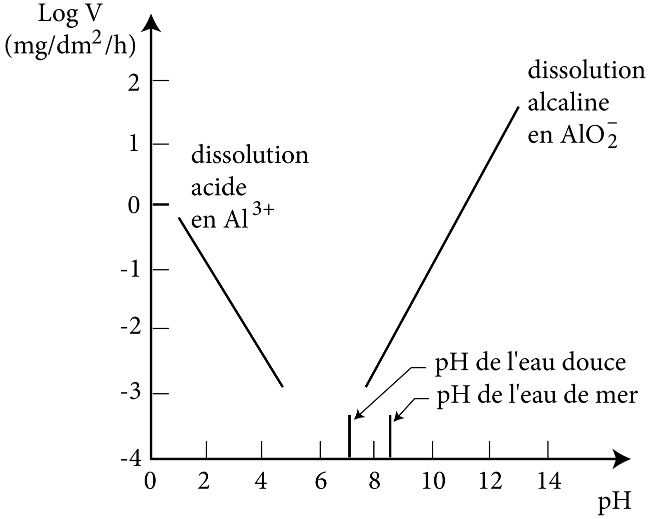


FIGURE 2.50 Vitesse de dissolution de l'alumine en milieu aqueux en fonction du pH

En milieu alcalin, la soude caustique, même à faible concentration, attaque l'aluminium alors que les solutions d'ammoniaque, à pH identique, n'ont qu'une action très modérée sur l'aluminium.

2.14.5 Formes de corrosion

La corrosion de l'aluminium peut se manifester sous plusieurs formes, plus ou moins visibles à l'œil nu. Les formes les plus courantes sont :

- la corrosion généralisée (ou uniforme) ;
- la corrosion par piqûres ;
- la corrosion transcristalline et la corrosion intercristalline ;

- la corrosion feuilletante ;
- la corrosion sous contrainte ;
- la corrosion filiforme ;
- la corrosion à la ligne d'eau ;
- la corrosion sous dépôt (ou caverneuse) ;
- l'érosion ;
- la corrosion galvanique.

Il convient de noter qu'il n'y a pas de forme de corrosion spécifique à l'aluminium et ses alliages.

Chacune de ces formes de corrosion fera l'objet d'une courte présentation. On insistera davantage sur la corrosion galvanique puisqu'elle a plusieurs incidences sur les charpentes et les structures en aluminium.

2.14.6 La corrosion généralisée

C'est dans les milieux de pH très acides ou très alcalins, comme le montre la figure 2.50, que se développe cette forme de corrosion. Elle se traduit par une diminution régulière et uniforme de l'épaisseur de toute la surface du métal. La vitesse de dissolution peut varier de quelques micromètres par an, dans un milieu non agressif, à plusieurs micromètres par heure, selon la nature de l'acide ou de l'hydroxyde en solution.

En milieu humide, exposé aux intempéries, dans les eaux de surface ou de mer, où le pH est voisin de la neutralité, la corrosion constatée est généralement uniforme. Ainsi, sur du 1050-H24 immergé dans l'eau de mer, elle est de l'ordre du micromètre par an.

On peut facilement déterminer la vitesse de corrosion généralisée par la mesure de la perte de poids ou par celle du dégagement d'hydrogène. C'est une donnée utile pour connaître la vitesse de dissolution de l'aluminium dans les bains de décapage.

2.14.7 La corrosion par piqûres

Comme tous les métaux dont la résistance à la corrosion est liée à la présence d'une couche passive, l'aluminium est sensible à la corrosion par piqûres.

La corrosion par piqûres se développe sur des sites où le film d'oxyde naturel présente des défauts provoqués par diverses causes qui peuvent être liées aux éléments d'addition, aux conditions de mise en œuvre, etc. L'expérience montre que les zones meulées, rayées lors des opérations de mise en forme ou de soudage, sont des niches où les piqûres ont tendance à se développer *dès les premières semaines* de mise en service, au contact d'un milieu humide. La corrosion par piqûres est un phénomène très complexe dont le mécanisme n'est pas encore aujourd'hui totalement connu. On connaît toutefois les conditions dans lesquelles elle se forme et se propage.

C'est dans les milieux aqueux, dont le pH est voisin de la neutralité, c'est-à-dire tous les milieux naturels incluant les eaux de distribution et l'eau de mer, que l'aluminium est sensible à la corrosion par piqûres. Le mécanisme de la propagation des piqûres est de nature électrochimique (voir la section 2.14.15).

La corrosion par piqûres de l'aluminium se traduit par la formation de cavités dans le métal, généralement recouvertes de pustules blanches d'alumine hydratée gélatineuse $Al(OH)_3$, très volumineuses. Le volume de la pustule est bien plus important que celui de la cavité sous-jacente, tel qu'illustré sur la figure 2.51.

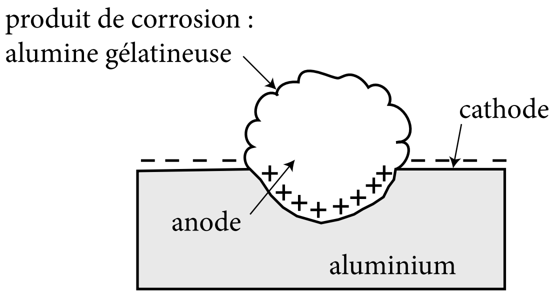


FIGURE 2.51 Corrosion par piqûres de l'aluminium

Le produit de la corrosion, soit l'hydroxyde d'aluminium ou, tout simplement l'alumine, contient beaucoup d'eau quand il est de formation récente. La perte de poids de l'alumine peut atteindre 60 % après calcination à 1000 °C. L'alumine se présente sous la forme d'une substance blanche gélatineuse recouvrant les piqûres de corrosion. Après plusieurs semaines à l'air, une partie de l'eau s'est évaporée et l'alumine prend l'aspect d'une poudre blanche. Sèche ou non, l'alumine *adhère bien à la surface* du métal.

Le diamètre et la profondeur des piqûres dépendent d'un grand nombre de facteurs relatifs au métal, aux dispositions constructives, au milieu et aux conditions de service.

Il importe de savoir que la corrosion par piqûres n'est pas un phénomène inéluctable dès lors que le métal est exposé aux intempéries ou à l'humidité. Ce qui importe, pour l'utilisateur, c'est de connaître la vitesse d'approfondissement des piqûres dès qu'elles apparaissent. L'expérience montre que la vitesse de corrosion par piqûres de l'aluminium décroît rapidement dans la plupart des milieux. Sur des bâtiments ou des équipements de littoral, etc., des observations faites sur l'aluminium non protégé dans la plupart des atmosphères, confirment les résultats obtenus en laboratoire ou en exposition en station de corrosion (figure 2.52) pendant une longue durée. La profondeur des piqûres formées pendant les premiers mois de service, n'évolue généralement plus par la suite.

Quand les produits en aluminium sont stockés à l'extérieur ou dans un local humide, ils peuvent subir, dans les premières semaines de stockage, une corrosion superficielle par piqûres. Le plus souvent, il s'agit de micropiqûres dont la profondeur dépasse rarement quelques centièmes de millimètre, après plusieurs mois de stockage, même en atmosphère marine ou très humide. Cette corrosion n'est pas, par la suite, un facteur accélérateur ou aggravant d'une corrosion ultérieure en service. Elle est souvent associée à un *noircissement* de la surface du métal. Il faut toutefois noter que si ces micropiqûres superficielles peuvent être masquées par une peinture, elles seront, par contre, visibles après un traitement de surface de type conversion ou anodisation.

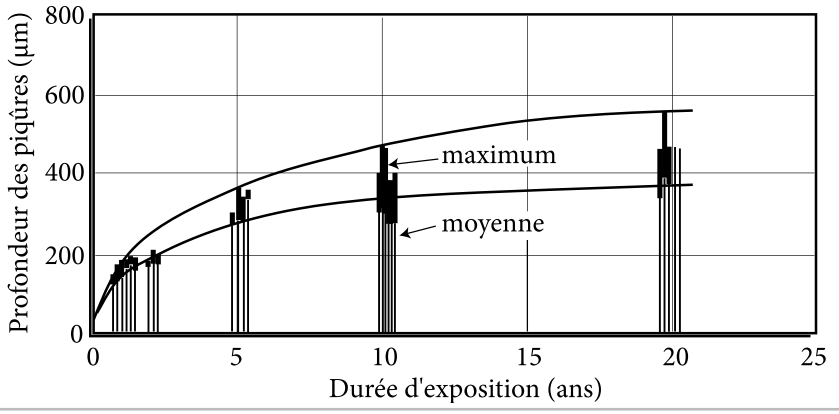
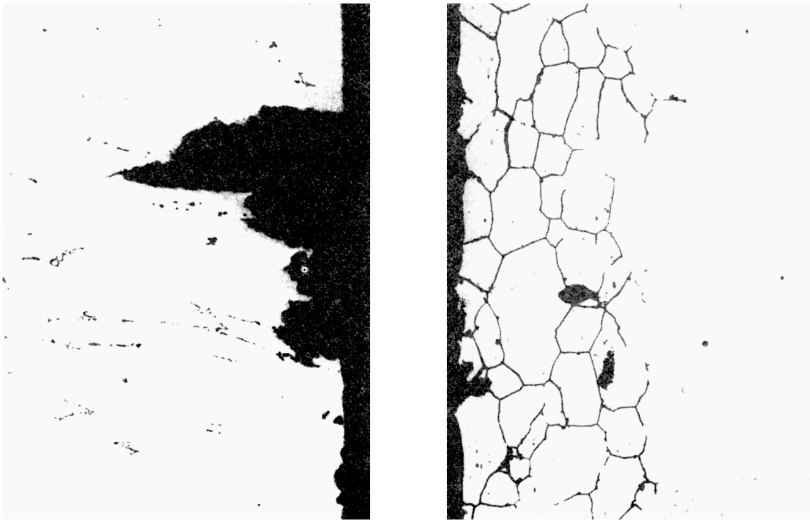


FIGURE 2.52 Exposition en bord de mer d'alliages des séries 3000, 5000 et 6000

2.14.8 La corrosion transcristalline et la corrosion intercristalline

La corrosion à l'intérieur du métal, à l'échelle du grain, peut se présenter de deux manières différentes :

- dans toutes les directions (figure 2.53a). La corrosion affecte indifféremment tous les constituants métallurgiques. Il n'y a pas de corrosion sélective. C'est *la corrosion transcristalline*, ainsi appelée parce qu'elle progresse à l'intérieur des grains;
- suivant des chemins préférentiels (figure 2.53b). C'est *la corrosion intercristalline*, ainsi appelée parce qu'elle progresse le long des joints de grains.



a) Corrosion transcristalline *b) Corrosion intercristalline*

FIGURE 2.53 Exemples de corrosions transcristalline et intercristalline

Cette dernière forme de corrosion n'est pas décelable à l'œil nu. Quand elle pénètre profondément, elle réduit les caractéristiques mécaniques, en particulier l'allongement, et elle peut même provoquer des ruptures de pièces. C'est parce qu'il existe une différence de potentiel entre les joints et la masse du grain, que la corrosion intercristalline progresse préférentiellement le long des joints de grains. Cette différence de potentiel est due à la présence, dans le joint de grain, d'une précipitation continue de composés intermétalliques dont le potentiel de dissolution est très nettement différent de celui de la matrice, d'au moins 100 mV (voir la section 2.14.15, tableaux 2.19 et 2.20).

Cette forme de corrosion concerne presque exclusivement les alliages traités thermiquement et, plus particulièrement, ceux des séries 2000 et 7000 quand, à la suite de traitements thermiques mal faits, ils sont sensibilisés par des précipitations incontrôlées aux joints de grains. La corrosion intercristalline des alliages traités thermiquement peut être maîtrisée par des conditions de traitements thermiques appropriées : vitesse de trempe rapide, revenu prolongé pour les 2000 et double revenu pour les 7000.

Les normes imposent, pour certains alliages et certaines applications, des tests destinés à détecter la sensibilité à ces formes de corrosion.

2.14.9 La corrosion feuilletante

La corrosion feuilletante est une forme de corrosion sélective qui se propage suivant une multitude de plans parallèles à la direction du laminage ou du filage. Entre ces plans, subsistent des feuillets de métal non atteints, très minces, qui sont repoussés de la surface du métal par le gonflement des produits de corrosion et s'en écartent comme les feuillets d'un livre, d'où le nom donné à cette forme de corrosion (figure 2.54).

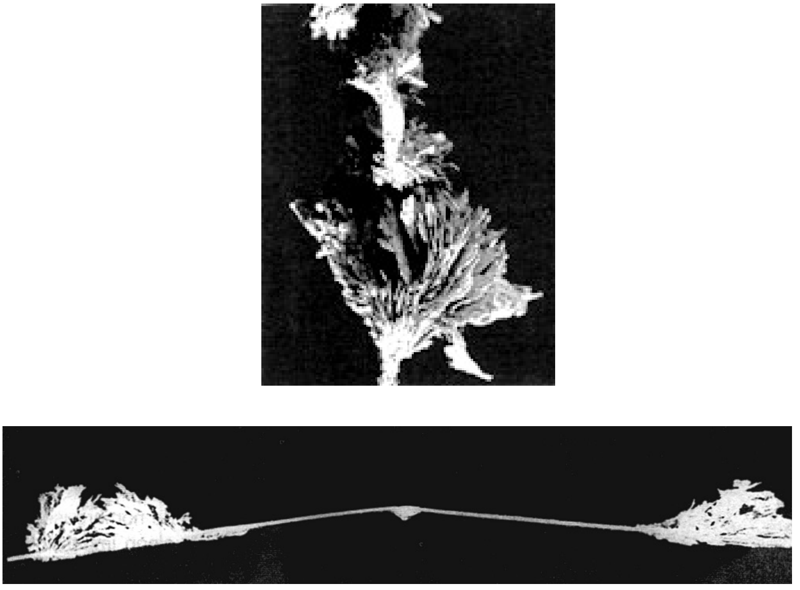


FIGURE 2.54 Exemples de corrosion feuilletante

La corrosion feuilletante se produit sur du métal très écroui, ayant des grains très aplatis résultant du laminage ou du filage. Elle dépend aussi des traitements thermiques.

Les alliages de la série 5000 risquent peu d'être affectés par cette forme de corrosion. Dans les états habituellement utilisés (O, H111, H116, H22, H24), ils n'y sont généralement pas sensibles. Les états T76, pour les alliages de la série 7000, et H321, pour ceux de la série 5000, correspondent à des gammes de transformations visant à livrer un état désensibilisé à la corrosion feuilletante.

2.14.10 La corrosion sous contrainte

Cette forme de corrosion résulte de l'action combinée d'une contrainte mécanique (flexion, traction, contraintes internes résiduelles dues à la trempe) et d'un milieu corrosif (environnement humide plus ou moins chargé de chlorures). Chacun des paramètres, contrainte et milieu corrosif, agissant seul, n'aurait pas des effets aussi importants, voire pas d'effet du tout, sur la tenue du métal. La corrosion sous contrainte peut aboutir à des ruptures de pièces en service.

Les mécanismes de la corrosion sous contrainte ont fait l'objet de nombreuses études, étant donné l'importance du phénomène. Ils sont si complexes qu'une théorie générale semble difficile, sinon impossible à établir.

La propagation des fissures de corrosion sous contrainte se fait toujours le long des joints de grains. On considère qu'il y a deux mécanismes possibles pour expliquer la corrosion sous contrainte des alliages d'aluminium : la propagation électrochimique et la fragilisation par l'hydrogène[2.20]. La figure 2.55 présente un exemple de fissure de corrosion sous contrainte résultant de la propagation électrochimique.

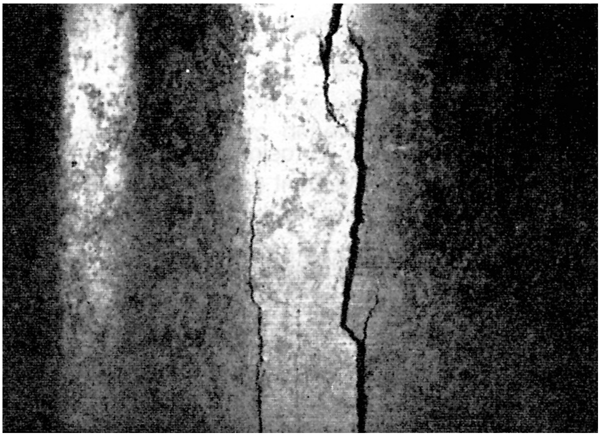


FIGURE 2.55 Exemple de fissure de corrosion sous contrainte

Les alliages à hautes caractéristiques mécaniques, notamment ceux des séries 2000 et 7000, peuvent être sensibles à la corrosion sous contrainte. L'influence des traitements thermiques est importante. La vitesse de trempe, par exemple, doit être aussi élevée que possible.

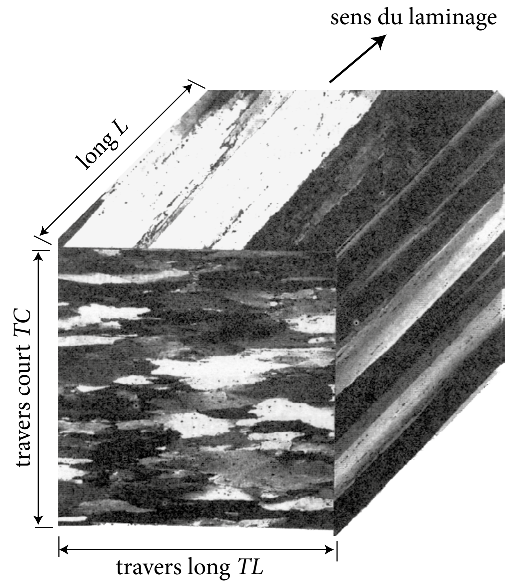
Les plaques épaisses écrouies représentent un cas particulier. La corrosion sous contrainte ayant une propagation intercristalline, la sensibilité à ce type de corrosion n'est donc pas la même dans les trois directions par rapport au sens du laminage. Le laminage oriente en effet les grains dans le sens de la transformation. Comme l'indique la figure 2.56a, il faut distinguer le sens long, travers long et travers court. La résistance à la corrosion sous contrainte des produits épais laminés (ou filés) dépend donc du sens du prélèvement des éprouvettes. Elle est toujours plus faible dans le sens travers court que dans les deux autres directions, comme l'illustre schématiquement la figure 2.56b.

2.14.11 La corrosion filiforme

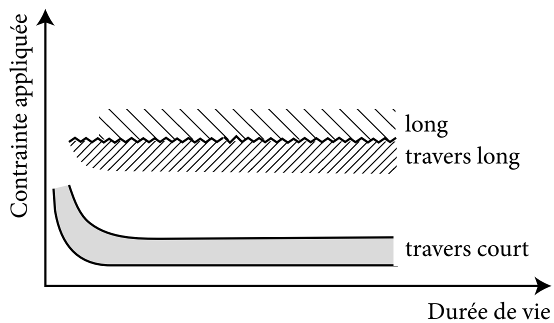
La corrosion filiforme est une forme de corrosion spécifique aux métaux peints. C'est avant tout une corrosion d'aspect, le métal sous-jacent ne subissant qu'une attaque très superficielle. Elle se développe sous forme de filaments étroits, de 0,1 à 0,5 mm de largeur et de quelques millimètres de longueur, lesquels se propagent à l'interface métal-peinture. Le gonflement des produits de corrosion déforme la couche de peinture et fait apparaître des fils très fins qui cheminent en galerie de taupe sous la peinture.

Cette forme de corrosion est observée sur les alliages à hautes résistances mécaniques dans les applications aéronautiques ainsi que sur les tôles et les profilés en alliages d'aluminium des séries 3000, 5000 et 6000, recouverts d'un laquage par poudrage électrostatique.

La corrosion filiforme se développe sur du métal qui n'a pas reçu de préparation de surface ou dont la préparation a été mauvaise, ou encore, lorsque la surface a été polluée avant l'application de la peinture.



a) Sens du prélèvement



b) Sensibilité à la corrosion sous contrainte en fonction du sens de prélèvement

FIGURE 2.56 Influence du sens de prélèvement sur la résistance à la corrosion sous contrainte

2.14.12 La corrosion à la ligne d'eau

On a souvent constaté que lorsque des structures métalliques sont à demi immergées dans l'eau, il se forme une corrosion plus intense localisée dans la partie immergée, juste au-dessous de la limite air-eau. Cela est causé par la différence d'aération entre la surface du liquide et la zone située immédiatement au-dessous. Il s'agit d'une corrosion par différence d'aération.

L'expérience montre que sur une structure en aluminium semi-immergée dans l'eau de mer, il peut y avoir une corrosion à la ligne d'eau sous forme de piqûres superficielles de quelques dixièmes de millimètre de profondeur et relativement disséminées. C'est ce qu'on peut observer, à l'occasion, sur une coque de barge ou sur des installations maritimes en aluminium non peint. Dans de très nombreux cas, aucune trace de ce type de corrosion n'a été observée.

2.14.13 La corrosion sous dépôt

La corrosion sous dépôt, aussi appelée corrosion caverneuse, est une corrosion localisée dans les recoins, sous les dépôts, là ou l'eau ou l'humidité pénètre et ne se renouvelle pas, comme dans l'exemple montré sur la figure 2.57. La corrosion sous dépôt progresse généralement peu, sans doute à cause de la formation de l'alumine qui colmate rapidement l'entrée du recoin. L'acier inoxydable, dans les mêmes conditions, est plus sensible que l'aluminium à la corrosion sous dépôt. On constate souvent, lors du démontage d'un assemblage de tôles en aluminium rivetées ou vissées, ayant séjourné très longtemps sous l'eau, la présence d'un dépôt continu d'alumine entre les deux tôles. Il faut néanmoins éviter, autant que possible, de laisser dans les assemblages des recoins qui peuvent devenir des niches à corrosion. En particulier, on évitera les soudures discontinues.

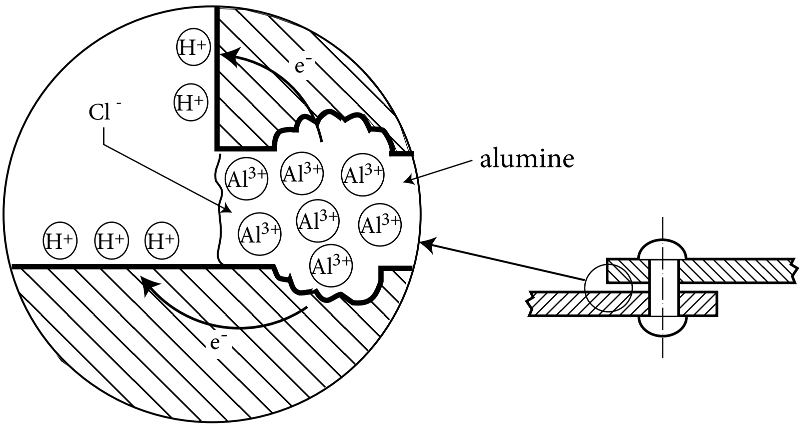


FIGURE 2.57 Exemple de corrosion sous dépôt

2.14.14 L'érosion

La corrosion par érosion se produit lorsqu'un fluide est en mouvement. Cette forme de corrosion est liée à la vitesse de passage du fluide. Elle se caractérise par un amincissement local du métal, qui prend la forme de rayures, de ravinements, d'ondulations, toujours orientés dans la même direction, celle de l'avancement du fluide.

L'expérience des échangeurs tubulaires en alliages d'aluminium des familles 3000, 5000 et 6000, pour le dessalement de l'eau de mer, montre que l'aluminium supporte sans corrosion-érosion des vitesses de passage de l'ordre de 2,5 à 3 m/s, à des températures allant jusqu'à 130 °C. Ce sont des vitesses habituelles pour des installations industrielles. Des essais dans l'eau distillée, à 100 °C, montrent que l'érosion de l'aluminium commence à des vitesses de passage de l'ordre de 12 à 15 m/s.

L'aluminium n'exige pas de précautions particulières pour éviter la corrosion-érosion et ne requiert que celles que l'on prend habituellement avec les autres métaux.

2.14.15 La corrosion galvanique

Notion de potentiel

Le potentiel est une donnée thermodynamique qui mesure l'aptitude à l'oxydation d'un métal. Plus le potentiel est *électronégatif*, plus le métal a tendance à s'oxyder, donc à se corroder. Le potentiel se mesure par rapport à une électrode de référence, dans un milieu bien défini, en général une solution très conductrice dont la composition peut être normalisée. La solution peut aussi bien être de l'eau de mer naturelle.

Les potentiels standards mesurés par rapport à l'hydrogène n'ont qu'un intérêt théorique[2.20]. Ils ne concernent que les métaux purs et non les alliages, et ne tiennent pas compte des phénomènes de passivité éventuels, comme on le voit bien avec celui de l'aluminium. Le potentiel standard de l'aluminium pur est très électronégatif et égal à −1660 mV, comparé à celui du fer à −440 mV. L'aluminium étant plus électronégatif, il se consomme au profit du fer, en contact avec ce dernier.

Les potentiels standards n'ont qu'un intérêt relatif pour le corrosionniste, qui leur préfère *les potentiels de dissolution* (ou potentiels de corrosion). Il existe, pour les métaux usuels, des échelles de potentiel, telle celle du tableau 2.18.

TABLEAU 2.18 Potentiels de dissolution (*mV ECS*) dans l'eau de mer naturelle en mouvement à 25 °C (Électrode au calomel saturé, *ECS*)

Métal ou alliage	Potentiel (mV)	Métal ou alliage	Potentiel (mV)
Graphite	+ 90	Bronze	– 360
Monel	– 80	Laiton	– 360
Hastelloy C	– 80	Cuivre	– 360
Acier inoxydable	– 100	Plomb	– 510
Argent	– 130	Acier ordinaire	– 610
Titane	– 150	Fonte	– 610
Inconel	– 170	Cadmium	– 700
Nickel	– 200	**Aluminium (1050A)**	**– 750**
Cupronickel 70/30	– 250	Zinc	– 1 130
Cupronickel 90/10	– 280	Magnésium	– 1 600
Étain	– 310		

Les potentiels de dissolution permettent de classer les métaux les uns par rapport aux autres et cela est utile pour prévoir la possibilité de corrosion galvanique dans le cas d'assemblages hétérogènes. On constate, dans le tableau 2.18, que l'aluminium est un des métaux les plus électronégatifs. Seuls le zinc et le magnésium le sont davantage. Ce sont les métaux les moins nobles. À l'autre extrémité de l'échelle, on trouve les métaux nobles dont le potentiel est positif. L'or, qui ne figure pas sur le tableau 2.18, est fortement électropositif. C'est la raison pour laquelle il est moins susceptible de se corroder.

Le classement dans une échelle de potentiel de dissolution permet donc de prévoir lequel des deux métaux, en cas de contact dans un milieu aqueux, peut être attaqué, *si les conditions s'y prêtent*. C'est celui qui est le plus électronégatif, si tous deux ont un potentiel électronégatif. L'expérience montre que la corrosion galvanique ne se produit que si les deux métaux en contact ont une différence de potentiel d'au moins 100 mV, ce qui est le cas pour l'aluminium et l'acier.

Potentiels de dissolution des alliages d'aluminium

Les éléments d'alliage peuvent modifier le potentiel de l'aluminium en plus ou en moins. Le zinc abaisse fortement le potentiel. C'est pourquoi on utilise l'alliage 7002, à 1 % de zinc, comme placage du 3003. Les alliages de la famille 7000 ont les potentiels les plus électronégatifs, comme on peut le voir dans le tableau 2.19. Ce sont les alliages au cuivre de la famille 2000 qui ont les potentiels les moins électronégatifs, ce qui permet de protéger le 2017A par un placage en 1050A.

Bien que les précipités intermétalliques puissent avoir un potentiel de dissolution assez différent de celui de la solution solide (tableau 2.20), ils n'ont pas d'influence sur le potentiel de dissolution. Par contre, ils peuvent provoquer une corrosion intercristalline (section 2.14.8), une corrosion feuilletante (section 2.14.9) ou une corrosion sous contrainte (section 2.14.10), s'ils sont regroupés aux joints de grains ou à proximité.

L'aluminium et la corrosion galvanique

De par sa position dans l'échelle des potentiels (tableau 2.18), l'aluminium est plus électronégatif que la plupart des métaux usuels, les aciers, les aciers inoxydables, les alliages cuivreux, etc. Que ce soit dans les applications mécaniques, dans le bâtiment, dans les constructions électriques, etc., il est fréquent de trouver des assemblages hétérogènes faits de contacts entre une pièce en aluminium et d'autres métaux et alliages[2.43].

La crainte de la corrosion galvanique de l'aluminium fut, pendant longtemps, une préoccupation majeure pour les utilisateurs, au point d'avoir freiné le développement des applications des alliages d'aluminium dès lors que se posait la question de leur comportement en présence d'un autre métal. L'expérience acquise dans tous les domaines a permis de mieux évaluer les risques de corrosion galvanique en fonction des métaux et des alliages en contact, des applications et des milieux. On est aujourd'hui surpris de voir, avec quel luxe de précautions, on traitait autrefois les contact hétérogènes exposés à l'atmosphère ambiante[2.20].

TABLEAU 2.19 Potentiels de dissolution des alliages d'aluminium

Alliage	État	Potentiel (mV ECS)	Alliage	État	Potentiel (mV ECS)
1060		– 750	5182		– 780
1100		– 740	5454		– 770
1199		– 750	5456		– 780
2008	T4	– 690	6005A		– 710
	T6	– 700	6009	T4	– 710
2014	T4	– 600	6010	T4	– 700
	T6	– 690	6013	T6, T8	– 730
2017	T4, T6	– 600	6053		– 740
2024	T3, T4	– 600	6060		– 710
	T8	– 710	6061	T4	– 710
2090	T3, T4	– 650		T6	– 740
	T8	– 750	6063		– 740
2091	T3, T8	– 670	7003		– 940
2219	T3, T4	– 550	7005		– 840
	T6, T8	– 700	7039	T6, T63	– 840
3003		– 740	7049	T7	– 750
3003/7072		– 870	7050	T7	– 750
3004		– 750	7072		– 860
5042		– 770	7075	T6	– 740
5050		– 750		T7	– 750
5052		– 760	7178	T6	– 740
5056		– 780	7475	T7	– 750
5083		– 780	8090	T3	– 700
5086		– 760		T7	– 750
5154		– 770			

TABLEAU 2.20 Potentiels de dissolution des intermétalliques

Intermétallique	Potentiel de dissolution (mV ECS)
Si	– 170
Al_3Ni	– 430
Al_2Cu	– 440 et – 640
Al_3Fe	– 470
1050A	– 750
Al_6Mn	– 760
Al_2CuMg	– 910
$MgZn_2$	– 960
Al_3Mg_2	– 1 150
Mg_2Si	– 1 190

Il a fallu réévaluer le risque de corrosion galvanique et abandonner certains présupposés classiques, fondés le plus souvent sur des essais de laboratoire peu représentatifs de la réalité des applications, en particulier dans le milieu marin. On peut aborder ce sujet difficile d'une autre manière, fondée sur l'expérience mais, préalablement, il faut rappeler quelques principes de base.

Principes de la corrosion galvanique

Dès que deux métaux ou alliages de nature différente sont en *contact direct, ou reliés électriquement* par des boulons, dans un milieu humide et conducteur, par exemple l'eau de mer ou une solution saline, l'un des deux métaux peut se consommer, tandis que l'autre conserve son intégrité. Il peut même être protégé. C'est le cas classique du couple cuivre/zinc qui, en présence d'un électrolyte, forme une pile (figure 2.58).

Pour qu'une pile fonctionne, il faut que trois conditions soient simultanément réunies :

- **présence d'un électrolyte** – La zone des contacts doit être mouillée. La corrosion galvanique est d'autant plus forte que le milieu est plus conducteur. Elle sera donc plus intense dans une solution saline, a *fortiori* dans l'eau de mer, dont la résistivité est de quelques ohms centimètre, que dans l'eau de distribution ou l'eau de pluie dont les résistivités sont de plusieurs milliers d'ohms centimètre, 2000 à 3000, selon les eaux.

  Réciproquement, en l'absence de liquide aqueux mouillant la zone des contacts, il n'y a pas de possibilité de corrosion galvanique entre deux métaux de nature différente.

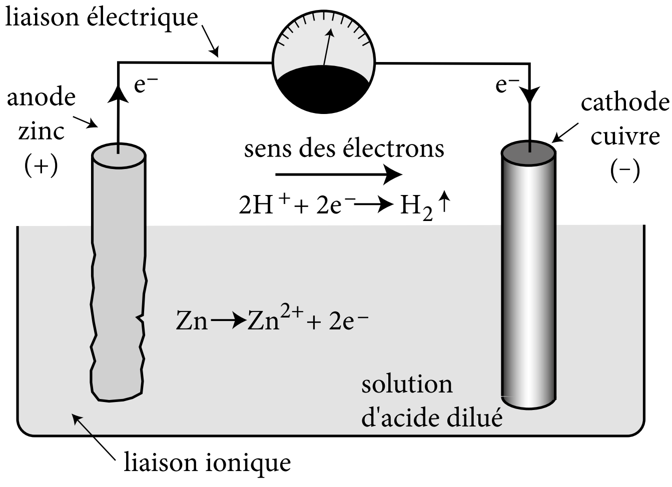


FIGURE 2.58 Principe d'une pile

- **continuité électrique entre les deux métaux** – Elle peut être réalisée soit par contact direct des deux métaux, soit par une liaison entre les deux métaux, comme des vis ou des boulons d'assemblage, par exemple. En conséquence, l'un des moyens pour éviter une éventuelle corrosion galvanique est d'isoler, aussi soigneusement que possible, les deux métaux en contact. C'est la technique la plus pratique et la plus couramment employée. Il suffit d'interposer une forte résistance ohmique entre eux, c'est-à-dire un isolant, tels une couche de peinture, du néoprène ou tout autre polymère adéquat. La figure 2.59 montre comment deux pièces de matériaux différents peuvent être isolées adéquatement.
- **métaux de natures différentes** – C'est ici qu'intervient la notion de potentiel de dissolution (voir plus haut).

Contrairement aux autres formes de corrosion structurale, la corrosion galvanique est indépendante de la texture du métal, de son état métallurgique, de la présence d'une couche anodique, etc. Cette corrosion est très localisée dans la zone de contact entre les métaux. Tous les alliages d'aluminium peuvent en subir les effets. En plus, il peut y avoir une corrosion intercristalline et feuilletante sur les alliages des familles 2000, 5000, 6000 et 7000, s'ils y sont sensibles.

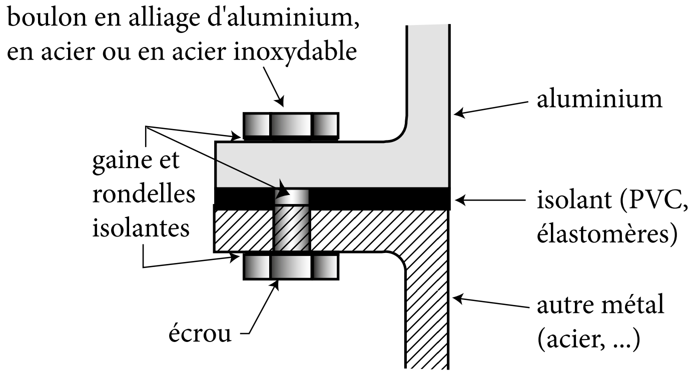


FIGURE 2.59 Isolement entre l'aluminium et un autre métal

Aspects pratiques de la corrosion galvanique

Deux facteurs très importants sont à prendre en compte dans l'analyse des risques de corrosion galvanique de l'aluminium : l'assemblage hétérogène qui est ou qui n'est pas immergé et la nature du métal avec lequel l'aluminium est en contact.

L'assemblage hétérogène est immergé (ou enterré) – Compte tenu de ce qui a été dit précédemment, il est nécessaire d'isoler les deux métaux en présence pour éviter une éventuelle corrosion de l'alliage d'aluminium. Dans de telles conditions, tous les couples de corrosion galvanique fonctionnent, y compris avec l'acier inoxydable. Quel que soit le métal avec lequel l'aluminium est en contact, il faut neutraliser le couple pour éviter la corrosion galvanique inéluctable de l'aluminium.

Il y a quelques moyens possibles :

- interposer un joint isolant en élastomère entre les deux métaux (figure 2.59);
- peindre la zone des contacts, en ayant soin de s'assurer que la gamme de peinture est compatible avec le milieu et vérifier régulièrement l'état de la peinture. Il est préférable de peindre la surface cathodique;
- utiliser, quand cela est possible, des vis ou des boulons en alliages d'aluminium, de préférence de la famille 6000, réduit le risque de corrosion galvanique et simplifie le montage lorsqu'on assemble du matériel en alliages d'aluminium;
- adopter une méthode largement utilisée, en construction navale, qui consiste à neutraliser les couples galvaniques avec une anode sacrificielle, généralement en zinc, en magnésium ou en alliage d'aluminium spécial. Les anodes ne doivent pas être peintes et doivent être régulièrement visitées pour s'assurer de leur bon fonctionnement et pour les renouveler. En eau de mer, de telles anodes sont efficaces jusqu'à 10 m de distance entre elles, mais il ne faut pas s'attendre à de bons résultats en eau douce.

L'assemblage hétérogène n'est pas immergé (ou enterré). – Il peut n'être mouillé qu'épisodiquement. C'est le cas le plus fréquent. Plusieurs aspects sont alors à considérer :

- le caractère intermittent du phénomène, lié aux conditions atmosphériques puisqu'il faut de l'humidité;
- la localisation de la corrosion galvanique autour de la zone des contacts. Elle ne pourra se développer que sur les endroits mouillés lors des intempéries;
- la très faible intensité de la corrosion galvanique, si celle-ci se développe, compte tenu du milieu très peu conducteur;
- l'influence de la nature du métal qui est en contact (voir ci-après). La position relative de deux métaux ou alliages dans l'échelle des potentiels de dissolution (tableau 2.18) n'indique que la possibilité de couple galvanique, si la différence de potentiel entre les deux est suffisante, *sans plus*. Elle ne dit rien sur la vitesse ou l'intensité de la corrosion galvanique qui peut être nulle ou infime, au point de ne pas être perceptible. Son intensité dépend de la nature des métaux et de leurs propriétés de surface (celle, en particulier, de réagir de façon passive).

Contact avec l'acier non allié – L'expérience montre qu'au contact de l'acier ordinaire, les alliages d'aluminium des séries 3000, 5000 et 6000 ne subissent qu'une corrosion très superficielle, limitée à la zone des contacts. Les coulures de rouille, qui n'ont aucune action sur les alliages d'aluminium, imprègnent très fortement la couche d'alumine et en maculent la surface. Le contact avec l'acier non protégé a donc plus d'incidence sur l'aspect général et sur l'esthétique d'une structure en alliage d'aluminium que sur sa tenue à la corrosion.

Contact avec l'acier zingué ou traité au cadmium – Dans l'échelle des potentiels, le zinc est plus électronégatif que l'aluminium ; quant au cadmium, son potentiel est très voisin de celui de l'aluminium. Il apparaît donc possible d'utiliser des connecteurs en acier zingué ou traité au cadmium pour assembler des structures en alliage d'aluminium. Toutefois, quand ces revêtements sont consommés, on retombe dans le cas précédent d'un contact entre alliage d'aluminium et acier nu.

Contact avec de l'acier inoxydable – Bien que la différence de potentiel entre l'acier inoxydable et les alliages d'aluminium soit très forte, de l'ordre de 650 mV, *on n'observe généralement pas de corrosion galvanique* de l'aluminium au contact des aciers inoxydables. Sans entrer dans des considérations trop théoriques, il faut rappeler que les aciers inoxydables ont des surfaces passives, ce qui freine ou annihile les réactions d'oxydoréduction à la surface de l'acier. Les assemblages de structures en alliages d'aluminium sont couramment réalisés avec de la boulonnerie en acier inoxydable.

Contact avec du cuivre et des alliages cuivreux – Si le contact avec le cuivre et les alliages cuivreux (bronze, laiton) ne donne pas lieu à une corrosion galvanique notable de l'aluminium dans l'atmosphère, il est néanmoins préférable de ménager un isolant entre les deux métaux. Le produit de la corrosion du cuivre, appelé vert-de-gris, est très agressif vis-à-vis de l'aluminium, au contact duquel il provoque localement une corrosion par piqûres.

Contact avec le graphite et les produits graphités (joints, graisses, etc.) – En milieu humide, le contact avec le graphite se traduit par une sévère corrosion galvanique des alliages d'aluminium (voir le tableau 2.18). C'est pourquoi il est recommandé d'éviter d'utiliser des joints en caoutchouc naturel ou synthétique, chargés de graphite.

Contact avec le plomb, l'étain et le mercure – Le contact avec ces métaux, ou les peintures qui en contiennent, est à proscrire puisqu'ils peuvent provoquer, en milieu humide, une sévère corrosion galvanique des alliages d'aluminium.

Contact entre alliages d'aluminium – L'expérience de la construction navale, du matériel du territoire et du littoral, montre qu'il n'y a pas de risque de corrosion galvanique quand on assemble entre eux, par soudage ou par boulonnage, des alliages des séries 5000, 6000 et des alliages de moulage des familles au magnésium ou au silicium (voir le tableau 2.19). Le métal d'apport (4043 ou 5356), pourvu qu'il soit choisi selon les règles de l'art, n'est pas un facteur de corrosion galvanique ni d'autres formes de corrosion.

Par contre, il peut y avoir une corrosion galvanique entre des alliages des familles 1000 et 2000 et entre le 7072 et les alliages des familles 3000.

Contact par soudure avec les aciers structuraux – Les assemblages acier-aluminium sont simplifiés par l'utilisation de joints de transition soudables de part et d'autre, tel qu'illustré sur la figure 2.60[2.36]. Leur emploi s'est généralisé en construction navale pour effectuer les raccordements par soudage entre l'acier et l'aluminium (par exemple, les superstructures en aluminium sur un pont en acier) et pourrait connaître d'autres développements dans les transports[2.37].

Contact avec le béton et autres matériaux de construction – On ne peut pas, à proprement parler, considérer le contact de l'aluminium avec les matériaux de construction tels le béton, le bois, les polymères ou le plâtre, comme étant une condition propice à une corrosion galvanique. Il s'agit d'un autre phénomène puisque ces matériaux ne sont pas des métaux. Le béton armé présente un cas particulier, comme on le verra ci-dessous.

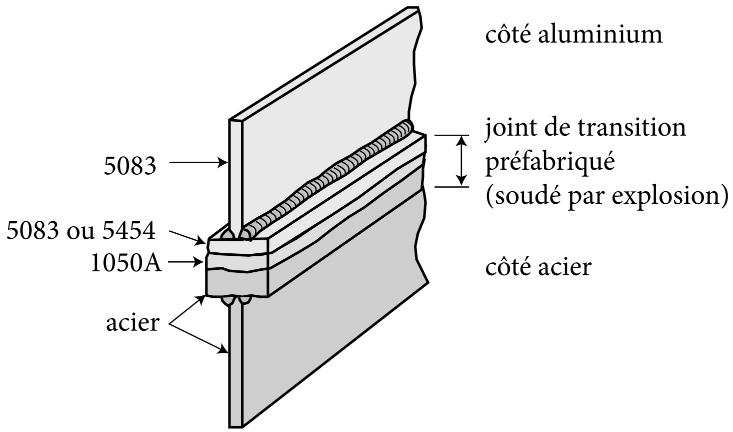


FIGURE 2.60 Joint de transition acier-aluminium

2.14.16 Contact de l'aluminium avec les matériaux de construction

Dans le bâtiment, les applications de l'aluminium le mettent en contact avec la plupart des matériaux utilisés pour la construction : béton, plâtre, bois, polymères, etc. L'aluminium est aussi utilisé pour le transport des ciments et pour le matériel de coffrage, à titre d'exemples.

Contact avec le béton – Bien que les bétons soient très alcalins, avec un pH proche de 12, l'aluminium résiste très bien à leur contact et à celui des mortiers[2.20]. Il se produit toujours, au début de la prise des bétons, un léger décapage sur une épaisseur inférieure à 30 µm, mais l'attaque cesse dès les premiers jours de contact. L'attaque laisse des traces plus ou moins grises sur la surface du métal. C'est pourquoi il est indispensable de protéger l'aluminium des projections des bétons et des crépis, si on veut conserver intact son aspect. Le contact prolongé avec le béton, même humide ne provoque qu'une attaque superficielle.

Lorsque l'aluminium est en contact avec le *béton armé*, il y a risque de corrosion galvanique à cause de la présence d'acier d'armature dans le milieu conducteur qu'est le béton humide. La corrosion galvanique se développe d'autant plus que le béton est humide et chargé de chlorures. Du chlorure de calcium est généralement utilisé pour accélérer la prise du béton et pour éviter qu'il ne gèle, par grand froid.

Des essais réalisés en station de corrosion en bord de mer, sur des cylindres de béton dans lesquels étaient scellés des cornières d'aluminium et des barres d'armature en acier (figure 2.61), ont montré que si l'aluminium est *en contact avec l'acier ou est relié électriquement à lui*, il subit une sévère corrosion galvanique. Les produits de corrosion de l'aluminium (l'alumine) peuvent provoquer des fissures dans le béton. L'intensité de la corrosion galvanique de l'aluminium est peu influencée par le rapport des surfaces des deux métaux en contact et par le rapport du volume du béton à la surface de l'aluminium.

Ces essais et l'expérience montrent qu'il est indispensable d'éviter tout contact de l'acier (notamment les armatures du béton armé) avec l'aluminium dans le béton. Le risque de corrosion galvanique n'est évité *ni par anodisation*, *ni par peinture*. La référence [2.11], dans une courte section sur le sujet, recommande l'utilisation de différentes membranes visant à protéger l'aluminium contre la corrosion galvanique, lorsqu'il est en contact avec le béton.

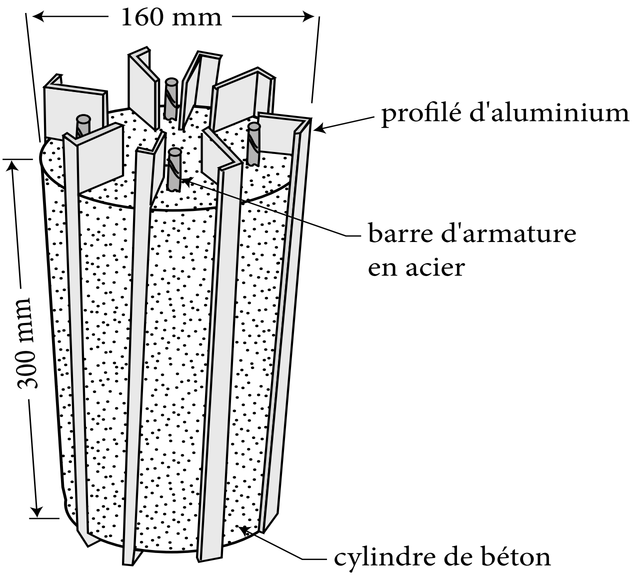


FIGURE 2.61 Dispositif d'essai pour étude de la corrosion galvanique

Contact avec le plâtre – Au contact du plâtre, la tenue de l'aluminium est excellente. Comme pour le béton, le contact avec le plâtre provoque une attaque très superficielle et de courte durée de l'aluminium, même anodisé. Cela se traduit par une altération *indélébile* de l'aspect de la surface de l'aluminium qui devient blanc mat. Pour éviter une altération, lors de la prise du plâtre, il faut protéger la surface de l'aluminium par des résines ou des vernis appropriés.

L'adhérence de l'aluminium et du plâtre est très bonne, le double de celle de l'acier. Le coefficient de dilatation du plâtre est, à toutes fins pratiques, le même que celui de l'aluminium.

Contact avec le bois – Dans le bâtiment, aluminium et bois sont souvent en contact. Les bois sont généralement acides, leur pH variant entre 3 et 6. Que ce soit dans l'eau de mer ou en atmosphère rurale ou urbaine, les essais de longue durée, 5 à 10 ans, ont montré que les vis en aluminium ont une très bonne résistance à la corrosion au contact des pièces de bois courantes (pin, sapin, hêtre, acajou), pourvu que ces vis ne soient pas fabriquées avec les alliages au cuivre des séries 2000 ou 7000.

L'expérience montre qu'au contact du bois, l'aluminium ne subit de corrosion qu'en présence d'humidité. Il s'agit d'une corrosion très superficielle qui est principalement due à la structure du bois et à sa capacité d'absorber l'humidité, plutôt qu'à sa composition chimique. Il est intéressant de savoir que le séchage du bois est effectué dans des fours équipés de matériel en aluminium.

Contact avec des polymères – Les polymères peuvent dégager, sous l'effet de la chaleur et du vieillissement, de très faibles quantités de produits plus ou moins volatiles dont la nature dépend du polymère. Les résines phénoliques sont les seules capables de créer une atmosphère légèrement agressive vis-à-vis l'aluminium. Les mousses de polyuréthane n'ont qu'une action très modérée sur l'aluminium.

2.14.17 Influence des traitements thermiques

Les conditions du traitement thermique de durcissement structural des alliages des séries 2000 et 7000 peuvent avoir une influence déterminante sur la résistance à la corrosion (particulièrement la corrosion intercristalline et la corrosion sous contrainte) :

- la vitesse de trempe doit être aussi rapide que possible, une vitesse trop lente pouvant affecter significativement la résistance à la corrosion de ces alliages;
- la durée de revenu trop courte laisse un alliage plus ou moins sensibilisé, en particulier, à la corrosion intercristalline;
- les traitements thermiques de recuit ont moins d'influence sur la résistance à la corrosion des alliages à durcissement par écrouissage, parce que ceux-ci ne modifient pas fondamentalement la nature et la répartition des composés intermétalliques, sauf pour les alliages de la série 5000 chargés en magnésium.

Sous l'effet de maintiens prolongés en température, les alliages de la série 5000 peuvent subir des transformations métallurgiques (précipitation aux joints de grains du composé intermétallique Al_3Mg_2) qui les sensibilisent à la corrosion intercristalline. Cette sensibilisation est d'autant plus marquée que la teneur en magnésium est élevée, que la température est élevée et que la durée de maintien est longue. C'est la raison pour laquelle la teneur en magnésium des alliages de la famille 5000 est limitée à environ 5 % et qu'il ne faut pas envisager des conditions de service prolongé en température sans se référer au fournisseur des produits d'aluminium. (voir les sections 2.9, 2.10, 2.11 et 2.13)

L'habitude a été prise de fixer à 65 °C la limite supérieure de service des alliages à plus de 2,5 % de magnésium (5083, 5086, etc.), sans préciser pour autant la durée de maintien (voir la section 2.9.3). En fait, il faut prendre en compte le produit temps x température. Ainsi que le montre la figure 2.62, la sensibilisation d'un alliage 5086 commence après un an de maintien à 65 °C. Il va de soi que le laps de temps sera beaucoup plus court, quelques mois, à 100 ou 125 °C. Il convient de rappeler que *le temps de maintien est cumulatif.*

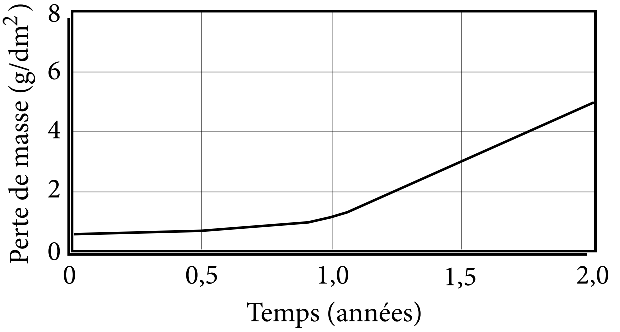


FIGURE 2.62 Influence d'un chauffage prolongé de l'alliage 5086 à 65 °C

2.14.18 Influence des soudures

Pourvu que le soudage soit fait dans les règles de l'art, avec des fils d'apport recommandés par les normes, l'expérience montre que le cordon de soudure et la zone affectée thermiquement ne sont pas une zone préférentielle de corrosion sur les assemblages soudés des alliages des séries 1000, 3000, 5000 et 6000. Dans la chaudronnerie navale et industrielle, il est courant de souder ensemble des tôles en 5083, 5086, 5087, etc., avec des extrusions en 6005A, 6082, etc.

Seul l'alliage 7020, qui a la particularité de retrouver des caractéristiques mécaniques proches de l'état T4 après refroidissement de la soudure, risque de présenter une très grande sensibilité à la corrosion feuilletante dans la zone affectée thermiquement. Cette corrosion peut se développer très rapidement et entraîner la ruine d'une structure soudée soumise à un milieu agressif en quelques mois de service seulement.

Le brasage, réalisé dans des conditions métallurgiques normales, n'est pas, non plus, un facteur de corrosion.

2.14.19 Dispositions constructives

On vient de voir que le soudage n'est pas, en soi, un facteur de corrosion. Il en est de même pour le rivetage, le boulonnage, le clinchage, etc., puisqu'ils ne modifient pas la structure du métal comme le fait le soudage. Par contre, la façon dont ils sont appliqués relève des dispositions constructives.

Les dispositions constructives englobent tout ce qui a trait aux formes définitives d'un ouvrage et à sa réalisation. De mauvaises dispositions constructives peuvent avoir un *effet désastreux* sur la résistance à la corrosion, toutes choses étant égales par ailleurs : choix correct des alliages, conditions de service acceptables, etc.

Il est de la responsabilité du concepteur d'éviter certaines configurations qui favorisent la rétention d'eau, les zones à recoins où s'accumulent des projections humides et où peut se développer une corrosion sévère. La figure 2.63 présente quelques exemples de dispositions constructives adéquates ou à éviter, qui peuvent aussi bien s'appliquer à des structures faisant intervenir d'autres matériaux que l'aluminium[2.20].

2.14.20 Tenue à la corrosion des alliages

Dans les mêmes conditions d'utilisation, la tenue à la corrosion des alliages d'aluminium dépend essentiellement des éléments d'alliage, c'est-à-dire de leur famille (ou série). Les normes de calcul et les ouvrages spécialisés fournissent généralement des indications parfois assez détaillées, parfois très générales, sur la tenue à la corrosion des familles et de leurs alliages[2.4, 2.6, 2.11, 2.24, 2.33]. Une classification[2.20] assortie de commentaires brefs est présentée ci-dessous dans le but de compléter l'information déjà disponible sur le sujet et pour faire, en quelque sorte, la synthèse de la présente section.

Alliages de moulage

Les alliages des familles 400.0 avec silicium sans cuivre et 500.0 avec magnésium ont une très bonne tenue à la corrosion atmosphérique.

Les alliages contenant du magnésium ont une excellente tenue à la corrosion marine. Il faut éviter l'emploi sans protection des alliages avec du cuivre de la famille 400.0, car ils n'ont pas une bonne tenue à la corrosion, surtout en milieu marin.

Alliages de corroyage

Les formes de corrosion auxquelles les alliages de corroyage peuvent être sensibles sont indiquées dans le tableau 2.21.

Du point de vue de la tenue à la corrosion, il faut distinguer entre :

- les alliages non traitables thermiquement des familles 1000, 3000 et 5000 ;
- les alliages traités thermiquement de la famille 6000 ;
- les alliages traités thermiquement des familles 2000 et 7000.

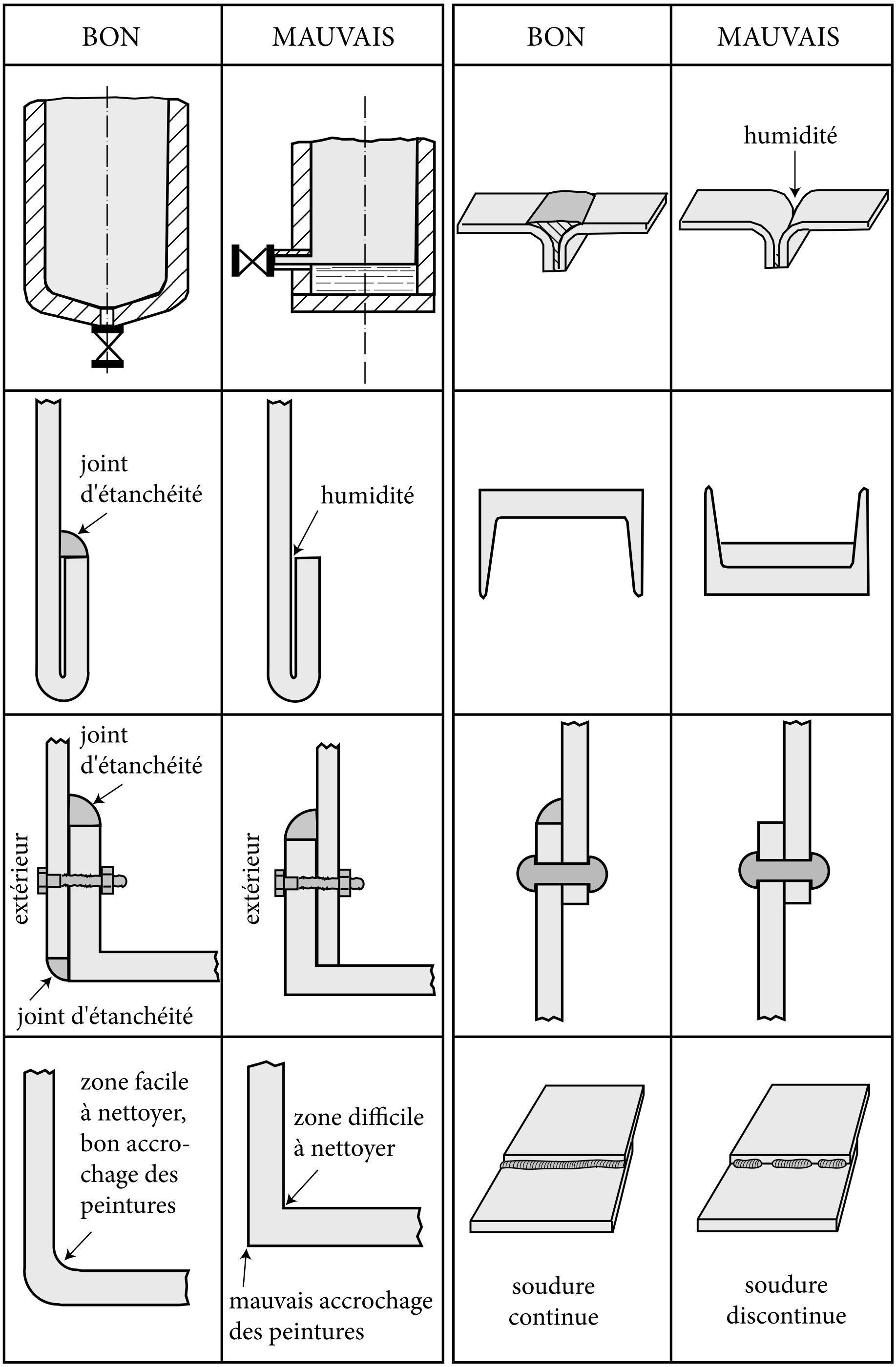


FIGURE 2.63 Influence des dispositions constructives

TABLEAU 2.21 Formes de corrosion des familles d'alliages de corroyage

Famille	Forme de corrosion					
	Piqûres	Généralisée	Trans-cristalline	Inter-cristalline	Feuille-tante	Corrosion sous contrainte
1000	x	x	x			
2000	x	x	x	x	x	x
3000	x	x	x			
5000	x	x	x	x	x	x
6000	x	x	x	x		
7000	x	x	x		x	x
8000	x	x	x			

Alliages non traitables thermiquement – Ces alliages ont une bonne résistance à la corrosion. Ils sont fréquemment utilisés dans des applications exigeant une telle résistance : bâtiment, transport, équipements, etc.

Le manganèse de la famille 3000 a pour effet d'améliorer les caractéristiques mécaniques et la résistance à la corrosion.

Les alliages de la famille 5000 sont les alliages à durcissement par écrouissage les plus performants en caractéristiques mécaniques et en tenue à la corrosion. Ils connaissent, depuis plusieurs décennies, un très grand développement dans les applications marines et dans les transports routiers (citernes à hydrocarbures et autre produits liquides ou pulvérulents).

Quelques mises en garde ont été faites, dans cette section et les précédentes, quant à l'utilisation d'alliages de cette série avec forte teneur en magnésium. L'état H116 (et son équivalent, l'état H321) garantit que les alliages de types 5083, 5086 et 5456 ne sont sensibles ni à la corrosion intercristalline ni à la corrosion feuilletante.

Alliages de la famille 6000 – Tous les alliages laminés et extrudés de cette série ont une bonne tenue à la corrosion atmosphérique. S'ils sont légèrement sensibles à la corrosion intercristalline, en général sur une très faible épaisseur de quelques rangées de grains, ils ne le sont pas à la corrosion sous contrainte.

Alliages des familles 2000 et 7000 – Les constructions aéronautique et aérospatiale sont les applications majeures des alliages de la famille 2000 et de ceux de la famille 7000 avec cuivre. Une quantité impressionnante d'études ont été réalisées pour caractériser et améliorer la tenue à la corrosion et la tenue à la fatigue de ces alliages. En dehors des applications aéronautiques, ces alliages sont surtout utilisés dans les applications mécaniques.

Tous les aspects de la corrosion en amont de l'application de ces alliages (c'est-à-dire l'influence des compositions, des traitements thermiques, etc.) sont une donnée prise en compte par les fabricants de produits. Cela signifie aussi que l'utilisateur ne se livre à des traitements thermiques, au cours de la mise en œuvre, qu'en respectant strictement les conditions recommandées, faute de quoi il s'expose à affaiblir sensiblement la tenue à la corrosion de son ouvrage.

Dans la présente section, l'information fournie sur la tenue à la corrosion de ces alliages est suffisante pour les fins de ce volume.

2.14.21 Les protections

Il faut se référer à la section 2.7 pour une description assez détaillée des différents procédés utilisés pour protéger l'aluminium contre la corrosion.

Il convient toutefois de rappeler qu'un revêtement ou une protection peuvent subir une usure ou une altération locale mettant à nu le métal à cet endroit. Il n'est donc pas possible d'envisager des applications de l'aluminium dans des produits chimiques ou des milieux très agressifs *en ne comptant que sur la protection*. Cette remarque est vraie pour tous les métaux et alliages.

Enfin, si on utilise du matériel anodisé ou peint, pour des raisons d'esthétique ou par tradition, l'expérience montre que ces alliages peuvent aussi, dans bien des cas, être employés non protégés, s'ils appartiennent aux séries 1000, 3000, 5000 et 6000.

2.15 AUTRES PROPRIÉTÉS ET CARACTÉRISTIQUES

Plusieurs propriétés et caractéristiques particulières à l'aluminium et à ses alliages ont été identifiées et commentées dans ce chapitre. Parmi les principales, on note la légèreté, la conductibilité thermique, la conductivité électrique, la tenue à la corrosion, la résilience, la ductilité à basse température, l'aptitude aux traitements de surface, la diversité des alliages d'aluminium, la diversité des produits, la fonctionnalité des produits moulés, forgés et extrudés, la facilité de mise en œuvre et le recyclage.

À cette liste, on pourrait ajouter les propriétés et caractéristiques suivantes :

- **le pouvoir réflecteur de l'aluminium** – Cette propriété est utile pour certaines applications industrielles, comme des réflecteurs de lampes. Cependant, pour le soudeur, le pouvoir réflecteur de l'aluminium a pour effet d'imposer une meilleure protection afin d'éviter l'exposition aux rayons ultraviolets. Un autre petit inconvénient, pour ce dernier, est le fait que l'aluminium ne change pas de couleur lors du soudage, contrairement à l'acier;
- **la non-susceptibilité magnétique de l'aluminium** – L'aluminium est non magnétique. Cette propriété peut le rendre intéressant pour certaines applications. Au soudage, le soufflage de l'arc se trouve éliminé grâce à cette propriété. Toutefois, l'inspection des soudures par magnétoscopie n'est pas possible;

- **la non-toxicité de l'aluminium** – C'est cette propriété qui rend l'aluminium attrayant pour l'emballage des produits alimentaires et pour la fabrication d'accessoires de cuisine;
- **l'utilisation de l'aluminium comme carburant et comme explosif** – En réagissant aux divers oxydes métalliques, l'aluminium en poudre produit de hautes températures. Ce procédé porte le nom d'aluminothermie et est à la base de l'utilisation de l'aluminium comme combustible solide des moteurs d'appoint des lanceurs, telle la fusée Ariane. La poudre d'aluminium a aussi des applications pyrotechniques, comme nous l'avons déjà signalé à la section 2.11.7;
- **le coût** – On ne peut terminer ce chapitre sur l'aluminium sans aborder la problématique des coûts des matériaux et des produits. Le prix de vente d'un produit dépend de son coût de production. Toutefois, puisque le lingot d'aluminium est vendu comme matière première, son coût varie considérablement dans le temps. Il convient donc de parler en termes de coûts relatifs et de laisser au concepteur le soin de s'informer, en temps voulu, du prix de base de l'aluminium pour une évaluation préliminaire des coûts. Il suffit de savoir que le coût des plaques ou des extrusions les plus économiques, est de l'ordre de 25 à 50 % plus élevé que celui du lingot. Des valeurs plus précises peuvent ensuite être obtenues des fournisseurs, dans la phase finale des calculs.

La figure 2.64, tirée de la référence [2.12], fournit quelques données comparatives sur les coûts de différents produits pour une évaluation préliminaire. Le produit le moins coûteux est la feuille ou la plaque laminée en alliages non traitables thermiquement, de plus faible résistance (séries 1000, 3000 et 5000). Il sert donc de base de comparaison. Il convient de souligner que l'information contenue dans cette figure ne concerne que le matériau. Les coûts de fabrication et autres considérations doivent être analysés séparément. On comprendra que le prix peut varier en fonction des difficultés de mise en œuvre, des alliages et des quantités produites.

Généralement, il est plus économique de produire des pièces tridimensionnelles par forgeage, coulage ou extrusion qu'en cherchant à les fabriquer à partir de plaques ou de feuilles produites à faible coût.

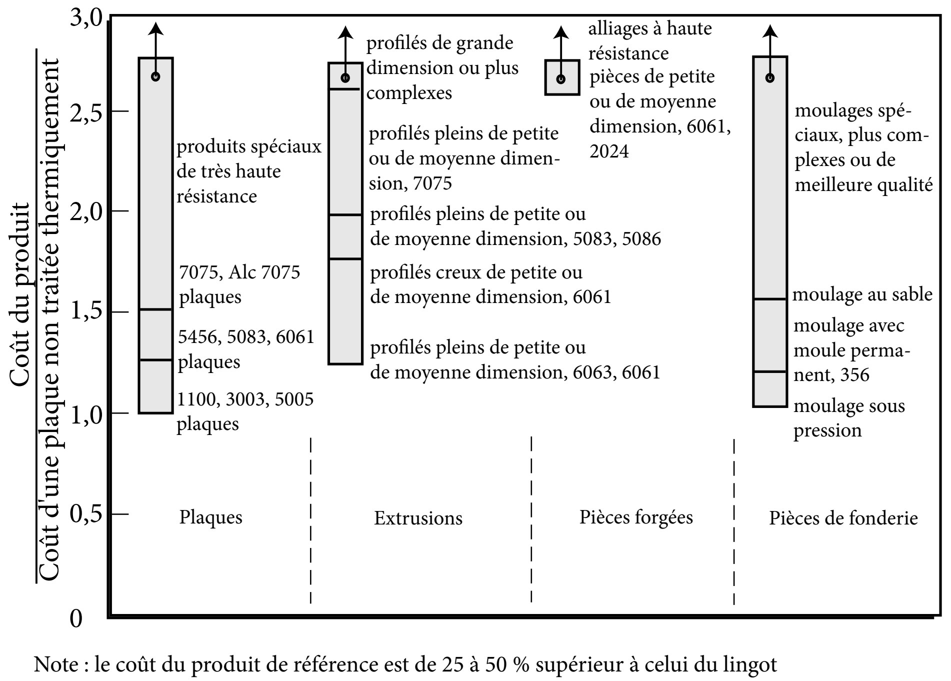


FIGURE 2.64 Coûts relatifs des produits d'aluminium

RÉFÉRENCES

[2.1] ALTENPOHL, D.G., ***Aluminum : technology, application, and environment – A profile of a modern metal,*** 6e édition, The Aluminum Association, Inc., Washington DC, 1998.

[2.2] MALAN, S.F., PATERSON, A.E., ***Aluminium design guide 1 (Static structures),*** Aluminium Federation of South Africa, 1ère édition, 1989.

[2.3] KISSELL, J.R., FERRY, R.L., ***Aluminum structures – A guide to their specifications and design,*** John Wiley and Sons, Inc., 2002.

[2.4] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual, Part 1 – B Specification for aluminum structures,*** Washington, D.C., 2020.

[2.5] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Engineering data for aluminum structures,*** 5e édition, Washington, DC, 1986.

[2.6] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum standards and data,*** Washington, DC, 2017 (also Aluminum standards and data, Metric SI, 2017).

[2.7] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Standards for aluminum sand and permanent mold castings,*** 13e édition, Washington, DC, 1992.

[2.8] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum forging design manual,*** Washington, DC, 1980.

[2.9] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum forgings application guide,*** Washington, DC, 1975.

[2.10] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Specifications for aluminum sheet metal work in building construction,*** 3e édition, Washington, DC, 1980.

[2.11] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),***Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[2.12] SHARP, M.L., ***Behavior and design of aluminium structures*****,** McGraw Hill, Inc., 1993.

[2.13] MAZZOLANI, F.M., ***Aluminium alloy structures*****,** 2e édition, E & FN SPON, 1995.

[2.14] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., ***Calcul des charpentes d'acier*****,** Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794p.), Tome 2, 2010 (611p).

[2.15] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Selection and applications*****,** Washington, DC, 1998.

[2.16) PECHINEY RHENALU**,** ***Demi-produits aluminium*****,** Paris, France, 1997.

[2.17] LE CENTRE GOODERHAM D'APPRENTISSAGE INDUSTRIEL, ***Métallurgie et soudabilité de l'aluminium*****,** Pointe-Claire, Québec, Canada, 1998.

[2.18] PIMENOFF, C.J., ***The Arvida Bridge, design of the aluminum superstructure*****,** The Engineering Journal, April 1949.

[2.19] PIMENOFF, C.J., ***Fabrication and erection of the Arvida aluminum Bridge*****,** The Engineering Institute of Canada, July 1950**.**

[2.20] VARGEL, C., ***Corrosion de l'aluminium*****,** Dunod, Paris, 1999.

[2.21] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, B557, S***tandard methods of tension testing wrought and cast aluminum – and magnesium – alloy products*****,** Philadelphia, 1984.

[2.22] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[2.23] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Strength design in aluminum*****,** CAN3-S157-M83, Rexdale, Ontario, Canada, 1983.

[2.24] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules*****,** ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007**.**

[2.25] MENDELSON, A., ***Plasticity : theory and applications*****,** MacMillan, New York, 1968**.**

[2.26] MILITARY STANDARDS HANDBOOK, ***Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures*****,** MIL-HDBK-5E, Dept. of Defense, USA, 1990.

[2.27] KULAK, G.L., FISHER, J.W., STRUIK, J.H.A., ***Guide to design criteria for bolted and riveted joints*****,** 2e édition, John Wiley and Sons, Toronto, 1987.

[2.28] SHARP, M.L., NORDMARK, G.E., MENZEMER, C.C., ***Fatigue design of aluminum components and structures*****,** McGraw-Hill, New York, 1996.

[2.29] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***General requirements for rolled or welded structural quality steels*****,** CAN/CSA-G40.20/G40.21-13, (C2018), Rexdale, Ontario, Canada, 2013.

[2.30] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-2 : Structural fire design*****,** EN 1999-1-2 : 2007, Brussels, Belgium, February 2007.

[2.31] PECHINEY RHENALU, ***L'aluminium et la mer*****,** Paris La Défense, France, 1993.

[2.32] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Certification of companies for fusion welding of aluminum*****,** CAN/CSA W47.2-11, (C2015), Rexdale, Ontario, Canada, 2011.

[2.33] MARSH, C., ***Strength of aluminum*****,** Fifth Edition, Alcan Canada Products Limited, Montreal, QC, Canada, 1983.

[2.34] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Constructions soudées en aluminium,*** CAN/CSA W59.2-M1991, (C2013), Rexdale, Ontario, Canada, 1991.

[2.35] PECHINEY RHENALU, ***L'aluminium et les véhicules industriels*****,** Paris La Défense, France.

[2.36] WELDING JOURNAL, ***Transition spacers developed for dissimilar metal joints to minimize corrosion and simplify joining*****,** Welding Journal, Vol. 56, 1977, p. 51-53.

[2.37] BABOIAN, R., BARDNER, H., ***Reducing corrosion in aluminium-steel joints*,** Automotive Engineering, Vol. 102, 1994, p. 103-105.

[2.38] WERNICK, S., PINNER, R., SHEASBY, P.B., ***The surface treatment and finishing of aluminum and its alloys*,** 5e édition, Volumes 1 and 2, copublished by Finishing Publications and ASM International, 1987.

[2.39] KEEVIL. D.J., ***Frictional sparking between aluminium and rusty steel*,** Aluminium Federation, Birmingham, U.K., 1999.

[2.40] KUMAR, K., DAS, S.K., ACHARI, J., ***Light aluminum alloys and the ignition hazard of frictional sparks from these alloys*,** J. Mines, Met. Fuels, 33 (2), 1985.

[2.41] HURD, T.J., ***Thermite sparking and the use of aluminium underground in mining operations*,** Hulett Aluminium, Pietermaritzburg, Germany, 1990.

[2.42] BANIZS, K., SZABO. S., PAPP, J., ***Use of high-strength AlZnMgCu Alloys in Coal mines with special regard to spark hazards*,** Magy. Alum. Journal, 1985.

[2.43] ZHANG, J., EBRAHIMI. N., ***Galvanic corrosion in steel and aluminum bridges*,** CSA Group, Rexdale, Ontario, Nov. 2022.

Chapitre 3

PRINCIPES DE CALCUL

3.1 INTRODUCTION

Avant de passer au calcul des pièces et des assemblages, qui font l'objet de présentations très techniques, il convient de traiter de sujets plus généraux mais tout aussi importants, qui gouvernent le calcul des charpentes.

En premier lieu, on décrira le processus d'élaboration de projet. Cette section est présentée à des fins pédagogiques. Elle n'a pas la prétention de s'adresser à l'ingénieur d'expérience qui a déjà plusieurs projets à son actif. C'est probablement la section la moins technique du volume. Le contenu est général et ne se limite pas qu'aux projets impliquant l'aluminium. Toutefois, puisque ce volume traite des charpentes d'aluminium, les particularités de l'aluminium comme choix de matériau structural seront davantage mises en valeur.

Puisqu'il est aussi important de posséder une bonne notion des charges, une section de nature plutôt descriptive et visant à classifier les charges, est présentée pour guider le novice dans ce labyrinthe.

Les sections qui suivent définissent la méthode de calcul aux états limites qui est maintenant universellement utilisée. C'est à l'aide de cette méthode qu'on introduit la sécurité dans le calcul des structures, qu'il s'agisse de ponts ou de bâtiments. La méthode de calcul aux contraintes admissibles, qui est en voie de disparition mais qui est encore utilisée dans certains pays, fait l'objet d'une courte présentation dans la section suivante.

Le concepteur trouvera dans ce chapitre deux sections qui devraient l'intéresser : une première portant sur le calcul des états limites d'utilisation et une seconde, sur la stabilité. Il convient de souligner que la référence [3.1] se fait assez discrète sur ces deux aspects importants du calcul des charpentes.

On termine enfin avec des exemples de calcul qui font la synthèse de plusieurs concepts définis dans le chapitre.

3.2 ÉLABORATION D'UN PROJET

3.2.1 Équipe de conception

La conception et la réalisation d'un projet implique généralement une équipe pluridisciplinaire. Plus le projet est important, plus grandes sont les chances de trouver dans l'équipe des intervenants de plusieurs disciplines. Le tableau 3.1 présente une telle équipe avec une brève description des principales responsabilités de chacun de ses membres. Un ingénieur d'expérience cumule parfois plusieurs responsabilités dans des projets de petite ou de moyenne envergure. Par contre, la réalisation d'un projet complexe peut durer plusieurs années et impliquer la participation d'une multitude d'intervenants. En fait, la composition d'une équipe de conception est une donnée très variable.

TABLEAU 3.1 Équipe de conception et de réalisation d'un projet

Discipline	Responsabilités
Architecte	Maître d'œuvre (bâtiments)
Ingénieur chargé de projet	Maître d'œuvre (ponts et structures)
Ingénieur en structure	Sécurité, résistance, rigidité, durabilité, entretien
Ingénieur en matériaux	Choix et contrôle des matériaux
Ingénieur en mécanique	Équipements mécaniques
Ingénieur électricien	Équipements électriques
Corrosionniste	Mesure de protection contre la corrosion
Ingénieur en environnement	Mesures de protection environnementale
Fabricant	Fabrication des pièces, assemblages
Entrepreneur	Installation de la charpente

L'équipe pluridisciplinaire qui entreprend la conception et la réalisation d'un projet doit s'efforcer de définir une structure sûre, fonctionnelle, esthétique et économique à construire et à entretenir. Pour atteindre cet objectif, les membres de l'équipe doivent s'efforcer de garder une vision générale du projet afin de ne pas oublier les interactions qui existent entre les diverses données du problème et aussi entre les diverses étapes de l'élaboration et de la réalisation d'un projet. En général, pour un projet de bâtiment, l'équipe pluridisciplinaire est plus importante, les données du problème sont plus nombreuses et les interactions entre ces données sont plus complexes que pour un pont ou tout autre type de structure où le groupe d'étude en charpente est presque autonome.

Les projets de bâtiments dont la charpente est en aluminium ne sont pas nombreux. Dans le bâtiment, l'aluminium est plutôt utilisé pour les finis architecturaux. Une des exceptions à la règle est la construction, en Norvège, de quartiers d'habitation pour les immenses plateformes de forage de pétrole dans la mer du Nord[3.2]. Dans ce cas précis, la légèreté est un facteur déterminant.

3.2.2 Étude préliminaire

Même si le bâtiment n'est pas le domaine d'utilisation premier de l'aluminium, la complexité de sa mise en œuvre en fait un exemple parfait pour illustrer l'interaction qui doit exister entre les différents membres d'une équipe de conception à l'étape de l'étude préliminaire.

Pour un projet de bâtiment, donc, la première étape du travail de l'équipe pluridisciplinaire concerne l'agencement de l'espace fonctionnel, c'est-à-dire la définition de la forme et des dimensions de la structure et de l'arrangement des divers locaux, compte tenu des données du problème, qui dépendent des exigences du propriétaire, des divers règlements à respecter et des *conditions locales* (figure 3.1). Le propriétaire définit ses besoins, les caractéristiques générales et l'affectation du bâtiment. Il peut avoir des exigences particulières, comme les modifications ultérieures, les conditions d'entretien et aussi le coût du bâtiment, par exemple, puisqu'il doit en assurer le financement.

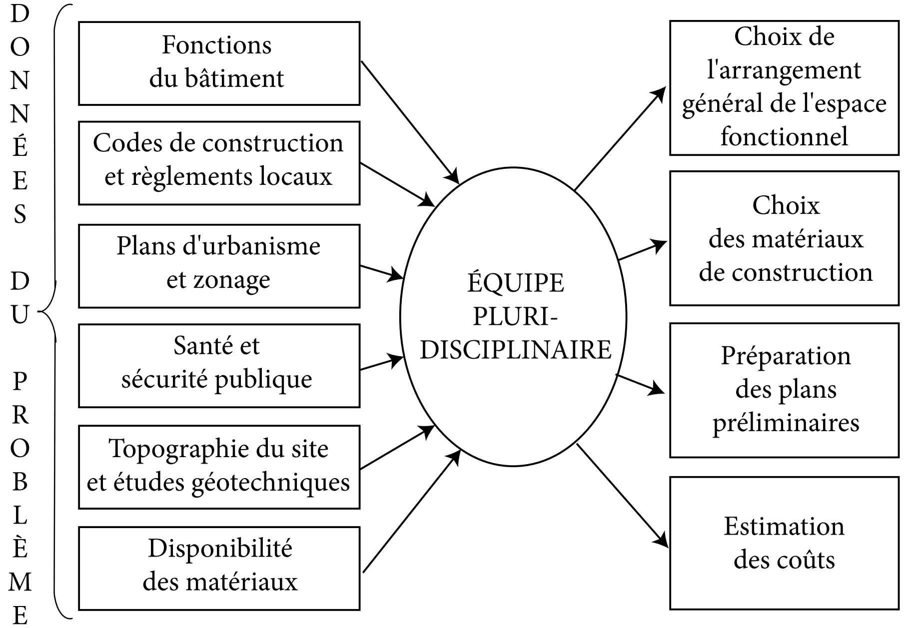


FIGURE 3.1 Travail de l'équipe pluridisciplinaire lors de l'étude préliminaire d'un projet de bâtiment[3.3]

L'équipe pluridisciplinaire étudie les besoins du client, fixe son choix sur les matériaux de construction, prépare les plans préliminaires du bâtiment et fait une estimation des coûts. Le tout est soumis au propriétaire pour acceptation. Cette étude préliminaire est fortement influencée par le genre d'utilisation de l'ouvrage et par les diverses contraintes imposées par les règlements et les conditions locales. En effet, il faut satisfaire les exigences des codes de construction et respecter tous les règlements comme ceux qui concernent la santé et la sécurité publique (mesures d'hygiène, protection contre l'incendie…) par exemple. Pour les ponts, les règlements à respecter concernent, entre autres, les largeurs de voies et les dégagements minimums recommandés verticalement et horizontalement.

L'étude des *conditions locales* fournit des renseignements indispensables pour l'étude préliminaire. Ces renseignements concernent la topographie du terrain où sera implanté l'ouvrage, les services existants, les ouvrages environnants, la composition et la capacité portante du sol et la disponibilité des matériaux et de la main-d'œuvre dans la région où sera érigée la structure. Les conditions locales sont très importantes parce que chaque ouvrage a ses particularités, davantage en raison des conditions locales que de tout autre facteur. En effet, les exigences concernant le comportement et le rendement d'un ouvrage peuvent être les mêmes pour plusieurs projets, mais pour un projet particulier, ce sont les conditions locales qui vont influencer le choix de la forme et de la géométrie de l'ouvrage, du type de fondations, des matériaux de construction et, parfois, du procédé de construction. Parmi les conditions locales, la capacité portante du sol est celle qui a généralement la plus grande influence sur le travail du groupe d'étude en charpente.

3.2.3 Critères de performance

Le groupe d'étude en charpente, qui fait partie de l'équipe pluridisciplinaire de conception, a la responsabilité d'établir les critères de performance de l'ouvrage qui sont de plusieurs ordres : sécurité, durabilité, facilité d'entretien, coût.

Sécurité – Il y a toujours des incertitudes dans le calcul d'un ouvrage. La principale réside dans l'*évaluation des charges*. Les charges permanentes peuvent être évaluées avec une assez grande précision, mais il en est généralement autrement avec les surcharges, tel le vent ou le trafic sur les ponts, par exemple.

Une des tâches les plus difficiles de l'ingénieur en structure est effectivement l'évaluation des charges appelées à solliciter les ouvrages. Les charges ne sont pas connues précisément et il est parfois insuffisant d'utiliser les valeurs prescrites par les codes de construction. Il faut alors procéder à des études statistiques ou à des évaluations en laboratoire pour, à titre d'exemple, évaluer les pressions du vent sur des ouvrages complexes, les charges d'inertie ou d'impact des véhicules ou encore, les charges de pression ou de succion dans des réservoirs à pression. Toutes les conditions de chargement doivent être évaluées avec la plus grande précision possible.

L'aluminium est très sensible aux variations de température, en raison de sa conductivité thermique et de son coefficient de dilatation thermique élevés. Par conséquent, les charges thermiques induites par des différentiels de température dans les différentes parties d'une structure ou par des variations de température dans les structures faisant intervenir différents matériaux, dont l'aluminium, peuvent être très significatives. Il faut bien en tenir compte.

Il faut aussi tenir compte des contraintes induites par le soudage, la fabrication et l'assemblage des pièces, particulièrement lorsque la structure est soumise à des charges cycliques. Il ne faut jamais négliger ces contraintes, qui ne sont pas toujours faciles à évaluer, au risque de permettre une accélération de la ruine de l'ouvrage par fatigue. La meilleure façon de contourner ces difficultés est d'éviter le soudage, sinon, de bien l'exécuter, de porter une attention particulière aux procédés de fabrication et de toujours laisser assez de jeu pour l'assemblage des pièces.

Le problème des vibrations, qui caractérise les structures en aluminium, peut être approché de la même façon. À défaut de bien en évaluer les effets, principalement la fatigue, l'approche la plus rationnelle est de chercher à les éliminer. Les amortisseurs mécaniques peuvent parfois s'avérer efficaces dans les structures d'aluminium, tels les portiques qui supportent les panneaux de signalisation au-dessus des autoroutes.

Bâtiment préfabriqué de cinq étages pour une plate-forme de forage (Norvège)
PHOTO : FEDERICO M. MAZZOLANI

Les charges peuvent enfin être appliquées de façon statique ou dynamique et induire des contraintes de fluage ou d'impact. Chacune de ces conditions nécessite une attention particulière.

L'utilisation finale d'une structure ou d'un produit est généralement connue dès le départ. Il est toutefois important, surtout dans les charpentes d'aluminium, de reconnaître que le choix d'alliages et le dimensionnement du produit peuvent être très différents d'une application à l'autre. Le concepteur doit calculer chaque élément en sachant avec précision quelle sera son utilisation dans la structure et comment il sera assemblé à la charpente. L'aluminium étant plus sensible que d'autres matériaux aux déformations, aux vibrations et à la fatigue, une évaluation précise de toutes les conditions d'utilisation et de chargement s'impose afin d'éviter des conséquences désastreuses[3.4].

Une autre variable importante à prendre en compte pour assurer la sécurité des ouvrages, est la *résistance des matériaux* ou, si l'on préfère, les propriétés mécaniques et physiques des matériaux utilisés. Les différents codes de construction fournissent des valeurs nominales ou minimales de résistance pour les calculs, mais le concepteur doit les utiliser de façon rationnelle. Ainsi, comme nous l'avons vu au chapitre précédent, la température peut grandement affecter les propriétés mécaniques et physiques des alliages d'aluminium. Il en est de même des conditions atmosphériques ambiantes qui, combinées à de nombreux autres facteurs, peuvent affecter la tenue à la corrosion et, par conséquent, la résistance des alliages d'aluminium.

De plus, la géométrie des éléments de charpente n'est pas parfaite. Les dimensions varient et les imperfections tendent à modifier les données. Conséquemment, ces multiples facteurs induisent des imprécisions dans les calculs. Les normes et les codes en tiennent compte en imposant l'utilisation de facteurs de sécurité ou de coefficients de pondération, selon la méthode de calcul utilisée. Ces méthodes seront présentées en détail dans les sections qui suivent.

Durabilité – Les produits et les ouvrages en aluminium ont une durée de vie qui varie grandement, selon l'usage qui en est fait. La durée de vie d'une structure influence les calculs de façon importante. Par exemple, puisque les cannettes de boisson n'ont une durée de vie que de quelques mois, c'est beaucoup plus la recyclabilité du produit qui préoccupe le concepteur que le comportement à long terme. Des exemples de structures qui nécessitent des considérations de durabilité sont présentés dans le tableau 3.2.

TABLEAU 3.2 Durabilité des structures

Structures	Durée de vie
Automobiles	10 ans ou moins
Bardages de bâtiments	20 ans et plus
Avions	Plus de 30 ans
Infrastructures et ponts	80 à 100 ans ou plus

Il est possible, avec les connaissances actuelles, de concevoir un produit ou un ouvrage pour qu'il se comporte adéquatement pendant toute sa durée de vie. La fatigue, la corrosion et les effets combinés des charges sont les principaux facteurs à considérer pour une conception durable.

Facilité d'entretien – Les structures conçues pour être durables doivent nécessiter une maintenance minimale et être faciles d'entretien. C'est généralement une des raisons pour lesquelles l'aluminium est choisi comme matériau structural dans plusieurs applications. Les considérations qui tombent dans cette catégorie sont les besoins d'inspection, les méthodes de nettoyage et les techniques de réhabilitation ou de réparation.

Coûts – Pour un bon concepteur, parvenir à réaliser un ouvrage au moindre coût est une préoccupation constante. Même si le coût initial d'un ouvrage en alliage d'aluminium est important, une approche plus rationnelle et de plus en plus courante, consiste à considérer, dès le départ, le coût total de la structure pour toute la durée de vie de l'ouvrage, c'est-à-dire en tenant aussi compte des frais d'entretien. Il a ainsi été démontré, dans des applications de remplacement de tabliers de ponts existants par des tabliers orthotropiques en aluminium, que l'utilisation de l'aluminium est tout à fait compétitive sur la base d'une évaluation des coûts pour le cycle de vie de la structure[3.5]. De la documentation intéressante sur ce sujet peut être trouvée sur le site web d'AluQuébec (www.aluquebec.com).

Le coût d'un ouvrage, calculé sur son cycle de vie, doit inclure les cinq catégories de coût suivantes :

- le coût des matériaux ;
- les coûts de fabrication ;
- le coût du montage de la charpente ;
- les coûts d'entretien ;
- le coût du démantèlement (et du recyclage) de l'ouvrage, au terme de sa vie utile.

La légèreté et la formabilité de l'aluminium ont généralement un effet positif sur les coûts de fabrication, de montage et de démantèlement des charpentes.

Esthétique – Même si ce sont des considérations d'*efficacité et d'économie* qui influencent principalement les décisions lors de l'étude préliminaire, l'esthétique de l'ouvrage est un aspect important. Les qualités esthétiques d'un ouvrage dépendent de son intégration au milieu environnant et de l'esprit créateur des concepteurs. La notion d'esthétique s'applique à l'ensemble des travaux et, à ce point de vue, les aménagements extérieurs jouent un rôle important.

3.2.4 Conceptualisation

Lorsque l'étude préliminaire est complétée et que les critères de performance sont établis, le groupe d'étude en charpente est prêt à procéder au calcul de la structure.

Les ingénieurs en structure font d'abord une étude détaillée des charges qui dépendent de l'utilisation de l'ouvrage et de la région où il est situé. Ils finalisent le choix des matériaux. S'il s'agit de produits d'aluminium, les alliages sont identifiés et les formes des produits sont retenues. Ensuite, selon l'ampleur des travaux, ils peuvent étudier divers systèmes de résistance aux charges de gravité et aux charges latérales et comparer l'efficacité et les coûts de ces systèmes. S'il s'agit d'un bâtiment, les ingénieurs en structure ont besoin, pour ces deux premières étapes de leur travail, de plans d'architecture assez élaborés. Par exemple, lors du calcul des charges permanentes, ils doivent connaître la composition de l'enveloppe extérieure du bâtiment choisie par les architectes. Pour l'étude des systèmes de résistance, l'arrangement de l'espace fonctionnel doit être bien défini sur les plans d'architecture et, si possible, définitif. En effet, tout réaménagement substantiel de l'espace fonctionnel pourrait invalider les conclusions des études des ingénieurs en structure sur les systèmes de résistance.

Pour faire l'étude du comportement d'une charpente, l'ingénieur en structure doit généralement faire un *choix préliminaire* des sections pour les membrures de la charpente. Par exemple, pour évaluer les rigidités relatives des éléments du système de résistance aux charges horizontales, il faut connaître les sections des composantes de ces éléments. Une présélection des sections peut être faite à partir d'une distribution préliminaire des charges horizontales entre les divers éléments, basée sur certaines hypothèses simplificatrices. Grâce à son expérience et à sa connaissance du comportement des charpentes, l'ingénieur peut poser certaines hypothèses permettant de faire un premier choix de sections pour les membrures. L'effort requis pour un dimensionnement préliminaire est nettement moindre que celui requis pour un calcul détaillé. Les méthodes utilisées sont très simples et sont généralement manuelles.

Dans la plupart des cas, à l'exception des charpentes en aluminium, on fait le dimensionnement préliminaire en considérant les états limites ultimes, les états limites d'utilisation (voir la section suivante) étant vérifiés à une étape ultérieure. Pour le dimensionnement préliminaire des charpentes d'aluminium, à cause des propriétés particulières du matériau, on a souvent avantage à procéder à l'inverse, c'est-à-dire en considérant d'abord les états limites d'utilisation (flèches, vibration, etc.)[3.2]. Pour le calcul des efforts, un dimensionnement préliminaire n'est pas nécessaire si la charpente est isostatique. Pour le dimensionnement préliminaire des charpentes hyperstatiques, il existe plusieurs méthodes approximatives, d'avantage pour les sollicitations horizontales que verticales, qui permettent d'obtenir des données numériques de précision acceptable et de choisir les sections avant de procéder à l'analyse du comportement de la charpente.

Module d'habitation préfabriqué en aluminium
(Hydro Marine Aluminium, Haugesund, Norvège) PHOTO : DENIS BEAULIEU

3.2.5 Analyse et optimisation

Le processus d'analyse débute avec les résultats du dimensionnement préliminaire et l'optimisation se fait généralement sur la base *du poids et des coûts*. Il arrive, à l'occasion, que la structure soit optimisée en considérant d'autres facteurs.

Pour l'analyse du comportement de la charpente, on utilise souvent un ordinateur et des logiciels commerciaux souvent très performants. Cette étape consiste à déterminer les efforts dans les membrures sous diverses combinaisons de chargements et à déterminer les déformations de la charpente produites par les charges d'utilisation (charges non pondérées). Avec les résultats de l'analyse, on vérifie si les sections choisies lors du dimensionnement préliminaire sont satisfaisantes et on apporte les corrections requises. À cette étape des calculs, commence *un processus d'essais et de corrections* qui peut devenir fastidieux si le dimensionnement préliminaire est trop imprécis. C'est pourquoi l'expérience de l'ingénieur est importante lors du dimensionnement préliminaire, car elle lui permet de faire des comparaisons avec des projets qu'il a déjà réalisés et aussi d'identifier d'avance les éléments de la charpente susceptibles de causer le plus de problèmes. L'expérience de l'ingénieur permet donc d'éviter un dimensionnement trop itératif. Cependant, l'expérience passée ne doit pas empêcher le groupe d'étude en charpente d'essayer de trouver de nouvelles solutions, plus ingénieuses et plus économiques.

La vérification du dimensionnement comprend également la vérification des déformations de la structure sous les charges d'utilisation et aussi la vérification de certains phénomènes, jugés secondaires lors du dimensionnement préliminaire, afin de s'assurer que ces phénomènes ne sont effectivement pas déterminants pour le dimensionnement. À l'occasion, il peut être opportun de procéder à des essais en laboratoire pour valider certains concepts ou certains éléments de la charpente. Il est pratiquement impossible pour le concepteur de prévoir tous les problèmes, à moins que le produit ne soit très semblable à un produit déjà éprouvé[3.4].

Les éléments de la charpente sont dimensionnés en faisant appel aux méthodes de calcul suggérées par les normes et décrites dans les chapitres qui suivent. Le contenu de ce volume ne concerne donc qu'une petite partie du travail de l'ingénieur en structure, soit le dimensionnement des pièces d'une charpente d'aluminium de manière à satisfaire les états limites ultimes et les états limites d'utilisation.

3.2.6 Préparation des plans et devis

À mesure que les calculs progressent, l'étape de la préparation des plans et devis peut commencer. Pour l'exécution des travaux, l'ingénieur doit présenter sur plans, de façon claire et précise, les résultats de ses calculs. À cette fin, il utilise de nombreux symboles qui ont pour but de simplifier les plans. Pour certains projets, une bonne connaissance des techniques de construction est très utile lors de la préparation des plans. En effet, ce qui peut être clairement illustré par un dessin n'est pas nécessairement facilement réalisable sur un chantier. Quant au devis, il contient une description détaillée des travaux à exécuter et des exigences minimales à satisfaire. Il peut aussi contenir des recommandations sur le procédé de construction à utiliser.

3.2.7 Appel d'offres, fabrication et érection

À la suite de l'appel d'offres pour la réalisation de la charpente, le groupe d'étude examine les diverses soumissions et le contrat est généralement attribué au plus bas soumissionnaire si ce dernier présente des garanties de solvabilité acceptables.

L'entreprise qui accepte de construire la charpente métallique doit préparer des plans d'atelier qui seront soumis à l'ingénieur concepteur pour approbation. Ces plans donnent les dimensions et les autres détails de la préparation de toutes les pièces et des assemblages de la charpente. Il faut rappeler que les charpentes d'aluminium sont des charpentes préfabriquées et que, par conséquent, une grande partie du travail se fait en atelier, d'où un meilleur contrôle de la qualité. L'entreprise doit également préparer les plans de montage de la charpente, en considérant avec soin les problèmes de stabilité pendant le montage.

La dernière étape du travail du groupe d'étude en charpente concerne la surveillance des travaux pour s'assurer que la charpente est érigée selon les plans et devis. Lorsque l'ouvrage est complété et que toutes les inspections ont été faites, l'utilisation de l'ouvrage est autorisée et le propriétaire peut en prendre possession.

Le travail du groupe d'étude en charpente dans un projet de bâtiment est résumé sur la figure 3.2. Pour un projet de pont, ou de tout autre type de structures, les données du problème sont différentes, mais les étapes du travail sont les mêmes. Pour réaliser un ouvrage sûr et économique, le groupe d'étude en structure doit considérer le côté pratique et concret du projet lors de la résolution théorique des divers problèmes qui surgissent pendant la conception.

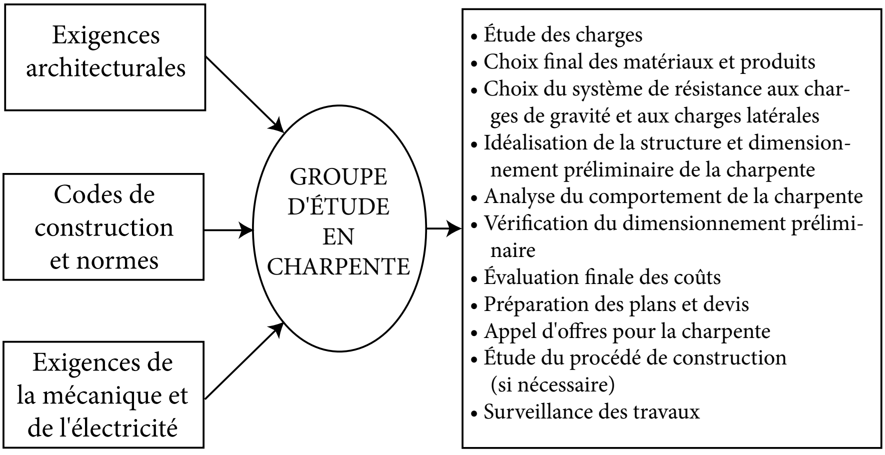


FIGURE 3.2 Travail du groupe d'étude en charpente dans un projet de bâtiment[3.3]

3.3 CLASSIFICATION DES CHARGES

3.3.1 Introduction

L'étude des charges appelées à solliciter les structures est, en soi, une science très complexe. Plusieurs y consacrent leur carrière. Des données sont compilées, parfois pendant de très longues périodes, pour être ensuite traitées statistiquement et présentées dans des codes[3.6-3.8] sous forme de règles de calcul d'utilisation pratique.

Plusieurs manuels ont été publiés pour expliquer aux ingénieurs et aux techniciens des structures comment faire un usage rationnel de ces règles à l'étape de l'analyse. La référence [3.9] est un exemple de ce type d'ouvrage. Ce n'est toutefois pas le but des manuels de dimensionnement, comme le présent volume, de présenter *en détail* les différentes charges à considérer pour le dimensionnement des pièces. Par contre, il est essentiel d'aborder ce sujet puisque les charges présentent différentes caractéristiques qui affectent directement le dimensionnement et le conditionnent. Le sujet est ainsi traité de façon plus descriptive que technique.

La classification qui suit a été empruntée à la référence [3.10]. Elle permet l'identification des charges et la démonstration de leur influence sur le dimensionnement.

3.3.2 Définitions

Les structures sont sollicitées soit par des actions directes (charges concentrées et distribuées), soit par des actions indirectes (déformations imposées).

Une charge donnée peut être considérée unique si elle n'est pas reliée de quelque façon aux autres charges ou déformations imposées sollicitant la structure. En réalité, plusieurs charges agissent simultanément sur les structures, mais il est plus pratique de les considérer séparément. Tel que mentionné plus haut, les charges sont des phénomènes stochastiques. Cependant, pour les adapter aux différentes méthodes de calcul utilisées dans les normes (états limites, contraintes admissibles), chaque charge est caractérisée par différents paramètres.

Les charges peuvent être classées selon leur effet sur les structures (charges statiques ou dynamiques) ou selon la variation de leur intensité dans le temps. Elles peuvent aussi être classées en fonction de certaines caractéristiques, comme étant des charges limitées ou non dans l'espace, des charges de longue ou de courte durée, des charges découlant ou non des activités humaines, etc.

3.3.3 Classification selon la réponse structurale

En fonction de la réponse structurale, on distingue deux types de charges :

- les **charges statiques**, qui sollicitent les structures ou leurs éléments sans imposer d'accélération significative;
- les **charges dynamiques**, qui imposent des accélérations significatives aux structures.

La même charge peut être à la fois statique et dynamique, selon le traitement qu'en fait l'ingénieur ou selon de type de la structure sur laquelle elle est appliquée. Il en est ainsi du vent qui, selon les codes, peut être considéré comme une charge statique dans la plupart des applications, mais qui doit être considéré comme une charge dynamique dans certaines autres (ponts et bâtiments d'importance). Généralement, les charges sont considérées statiques pour faciliter les calculs et on tient compte des effets dynamiques en augmentant leur intensité. Il suffit d'appliquer les recommandations des codes de calcul, lesquels proposent généralement des valeurs sécuritaires pour le calcul statique d'effets dynamiques. Les coefficients d'amplification dynamique utilisés dans le calcul des ponts sont un bel exemple d'une telle application.

3.3.4 Classification selon la variation de l'intensité des charges dans le temps

Les structures sont sollicitées par des charges pendant toute leur durée de vie, laquelle peut varier de quelques semaines à plusieurs dizaines d'années, selon leur importance ou leur finalité. Ces charges sont soit permanentes, soit transitoires, ou encore, exceptionnelles.

Charges permanentes

Les charges permanentes agissent sur la structure pendant toute sa durée de vie en subissant très peu de variation. Elles sont, en quelque sorte, « intégrées » à la structure. Elles comprennent :

- le poids propre de la structure;
- les forces causées par la pression des terres, à l'exception des forces induites par des charges en mouvement;
- les forces induites par les déformations résultant des processus de fabrication ou d'érection (défauts de fabrication ou d'érection);
- les efforts induits par le retrait du béton et les distorsions résultant du soudage;
- les forces causées par la pression de l'eau si cette pression ne varie pas dans le temps;
- les efforts induits par les tassements différentiels des fondations ou des supports;
- les efforts de précontrainte.

Les charges permanentes sont généralement faciles à déterminer puisque l'ingénieur possède un assez bon contrôle sur les paramètres qui les caractérisent. C'est la raison pour laquelle les coefficients de pondération recommandés par les normes de calcul sont relativement faibles pour les charges permanentes dans la méthode de calcul aux états limites (voir la section 3.4). Elles ne sont pas, non plus, affectées par les coefficients de risque ou de simultanéité des charges puisqu'elles sont « permanentes ». Une des principales lacunes de la méthode de calcul aux contraintes admissibles (section 3.6) est de ne pas tenir compte de ces particularités de façon adéquate. Il en résulte généralement des structures plus sécuritaires, donc plus coûteuses.

Surcharges

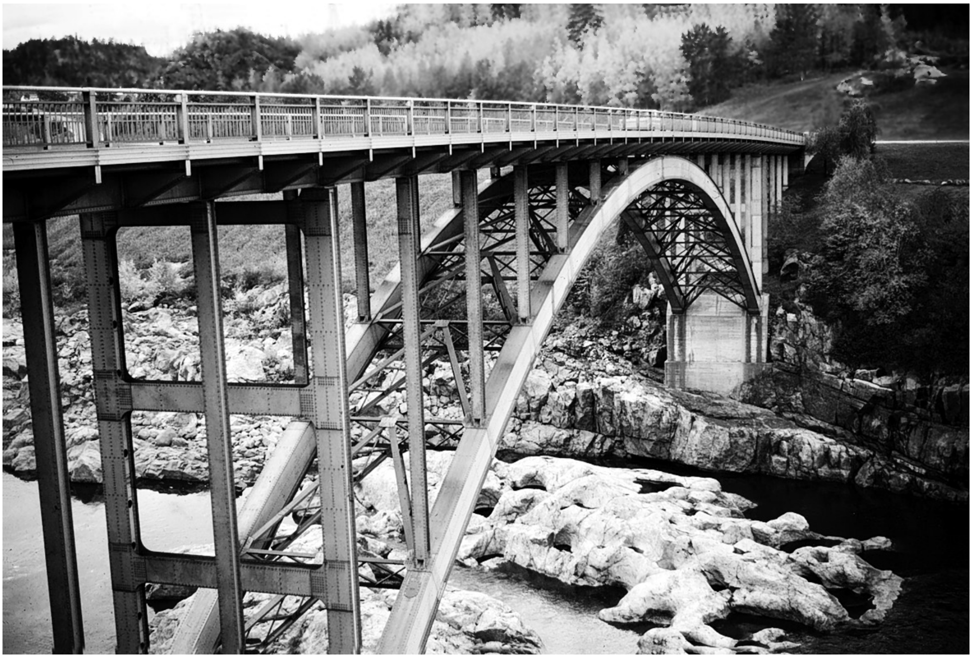
Les surcharges sont les charges qui agissent sur les structures pendant une période déterminée. Elles peuvent être récurrentes, mais sont rarement de même intensité. Généralement, les structures ont pour principale fonction de résister à ces charges : les surcharges d'habitation dans les bâtiments, le trafic routier sur les ponts, etc. Souvent, elles les subissent : le vent, la glace, la neige, etc.

Il est possible et utile de diviser les surcharges en trois catégories selon leur durée d'application dans le temps :

- **les surcharges de longue durée** qui, en fait, sollicitent les structures pendant toute leur durée de vie. Leur importance relative, en termes de poids, est généralement assez grande. Par exemple, on trouve dans cette catégorie le poids des éléments non structuraux utilisés dans la construction (recouvrements de planchers, plafonds, certaines parois, etc.), l'ameublement, la machinerie, la marchandise entreposée, les voitures garées, etc.
- **les surcharges de courte durée** qui sollicitent les structures pendant une période relativement courte par rapport à leur durée de vie. L'intensité de ces charges peut être très variable d'une fois à l'autre pour un même type de charge, ou très variable entre les différents types de charges. Les surcharges de courte durée sont toutes plus ou moins récurrentes. On trouve dans cette catégorie, les surcharges d'utilisation des structures par les occupants (foules en déplacement, rassemblements, etc.), le trafic routier (autos, camions, etc.), les actions du vent, la poussée des glaces sur les piles de ponts, le poids de la glace sur les structures exposées, les séismes, etc.
- **les surcharges de durée intermédiaire** qui peuvent, à la rigueur, former une sous-catégorie. Elles sollicitent les structures de façon importante pendant une période plus appréciable que celle de la catégorie précédente, avec toutes les conséquences que cela peut comporter. Cette catégorie peut inclure les surcharges dues à la neige ou à la rétention d'eau sur les toitures, les surcharges dues à la variation des liquides dans les réservoirs, les effets des variations de température, etc.

Charges exceptionnelles

Les charges exceptionnelles sont celles qui ont peu de chances de solliciter une structure, mais dont il faut généralement tenir compte dans les calculs. Ce sont souvent les normes et les codes qui imposent ou suggèrent qu'on en tienne compte, mais c'est souvent de l'équipe de conception que relève la décision finale. On peut placer dans cette catégorie, les charges de collisions, les explosions, les feux, les tassements différentiels des fondations et appuis, les séismes dans les régions non reconnues pour leur activité sismique, etc. Les ministères des transports émettent souvent des permis autorisant le passage de camions de « charge exceptionnelle » sur certains ponts. Cette permission implique des calculs de la part de l'ingénieur responsable et un suivi des opérations.



Le pont en aluminium d'Arvida, Canada, construit en 1950 PHOTO : PAUL BOURQUE

3.3.5 Classification des charges en fonction de la variabilité de leur position dans les structures

On peut classer les charges selon la variabilité de la position qu'elles occupent dans une structure. Cette classification concerne davantage les modèles d'analyse. On distingue ainsi les charges fixes et les charges déplaçables ou non fixes :

- **les charges fixes** ont une distribution spatiale et une intensité connues. Leur effet sur la structure peut ainsi être facilement déterminé par analyse. Une génératrice à l'étage de la mécanique d'un bâtiment est considérée dans cette catégorie, par exemple. Les charges permanentes, naturellement, entrent aussi dans cette catégorie ;
- **les charges non fixes** peuvent être d'intensité variable et être distribuées à divers endroits stratégiques dans ou sur les structures. Les codes donnent généralement certaines indications pour guider l'ingénieur de calcul, mais c'est souvent à ce dernier d'utiliser son jugement ou de mettre son expérience à profit dans ses analyses. Les charges de nature stochastique, telles les surcharges de vent, de trafic ou d'utilisation dans les bâtiments, sont traitées de cette façon. Les conditions de chargement les plus défavorables sont recherchées en appliquant soit le vent dans une direction donnée, soit les charges de voie sur une portion d'un pont, ou encore, les surcharges d'utilisation en intermittence sur les différents étages d'un multiétagé.

Plusieurs charges sont considérées dans les deux catégories ou possèdent une portion fixe et une portion non fixe (charges de camion vs charge de voie pour le calcul des ponts). Il est parfois nécessaire d'attribuer à une charge une portion fixe et une portion plus aléatoire pour les fins de calcul (charge de voie pour le calcul des ponts). L'analyse des charges non fixes implique la considération de plusieurs cas de chargement dans le but de déterminer la ou les conditions les plus critiques.

3.4 CALCUL AUX ÉTATS LIMITES

3.4.1 États limites

Toutes les charpentes, temporaires ou permanentes, doivent satisfaire les deux exigences fondamentales suivantes : avoir une bonne tenue en service pour l'usage prévu (exigence de bon comportement) et ne pas s'effondrer (exigence de sécurité). Il y a, par conséquent, deux catégories d'états limites à vérifier, soit les états limites d'utilisation et les états limites ultimes.

Les états limites d'utilisation sont ceux qui mettent en cause le comportement de la charpente en service ; ce sont les états limites de déformation, de vibration et de fissuration, dans le cas du béton. Les états limites d'utilisation concernent tous les phénomènes pouvant compromettre l'exploitation de l'ouvrage, soit parce qu'ils sont incommodants pour les utilisateurs, soit parce qu'ils causent des dommages aux éléments non structuraux ou qu'ils nuisent au bon fonctionnement de l'équipement. Ainsi, un pont qui, en service normal, présenterait des vibrations ou des flèches excessives, indisposerait les utilisateurs[3.9]. Il est même possible que certaines personnes, dont le seuil de tolérance au mouvement est bas, refuseraient de franchir le pont. Un comportement en service inadéquat peut donc rendre la structure inutilisable tant que ne sont pas prises des mesures correctives, auxquelles sont associés des coûts additionnels.

Les états limites ultimes sont ceux qui mettent en cause la sécurité ; ce sont les états limites de résistance et de fatigue des pièces et les états limites d'équilibre et de stabilité des charpentes. Le mot *rupture* est souvent associé aux états limites ultimes. Toutefois, un état limite ultime ne signifie pas forcément une rupture avec dislocation des pièces et effondrement. La plastification et les grandes déformations qui en résultent sont souvent considérées comme une rupture puisqu'elles peuvent conduire à des désordres structuraux qui rendent la charpente inutilisable, en tout ou en partie, sans qu'il y ait nécessairement effondrement.

3.4.2 Charges d'utilisation et charges pondérées

Pour vérifier les états limites décrits plus haut, il faut bien différencier les charges d'utilisation et les charges pondérées.

Les charges d'utilisation, aussi appelées charges de service, sont les charges réelles qui sollicitent ou qui sont susceptibles de solliciter la charpente. Elles comprennent les charges permanentes (poids mort), les surcharges résultant de l'usage prévu de l'ouvrage, les surcharges dues aux poussées du sol et aux pressions hydrostatiques, les surcharges climatiques (pluie, glace, neige, vent), les charges dues aux séismes, les charges dues aux tassements différentiels des fondations, les charges dues aux dilatations et contractions provoquées par les variations de température ou par le retrait et le fluage des matériaux, si ces dilatations et contractions ne sont pas complètement libres de se produire.

Les charges pondérées sont obtenues en multipliant les charges d'utilisation par les coefficients de pondération appropriés. Ces coefficients tiennent compte de la variabilité des charges et de leurs effets ainsi que de la probabilité de rupture acceptée.

Les états limites d'utilisation sont vérifiés avec les charges d'utilisation. Quant aux états limites ultimes, ils sont vérifiés avec les charges pondérées, *sauf la fatigue* qui est un état limite ultime vérifié en calculant les variations de contraintes sous les charges d'utilisation.

3.4.3 Probabilité de rupture

Il est possible de définir une probabilité de rupture pour les états limites ultimes, ceux qui mettent en cause la sécurité. Cette probabilité peut être établie en considérant la variabilité statistique de la résistance et de l'effet des charges (sollicitations).

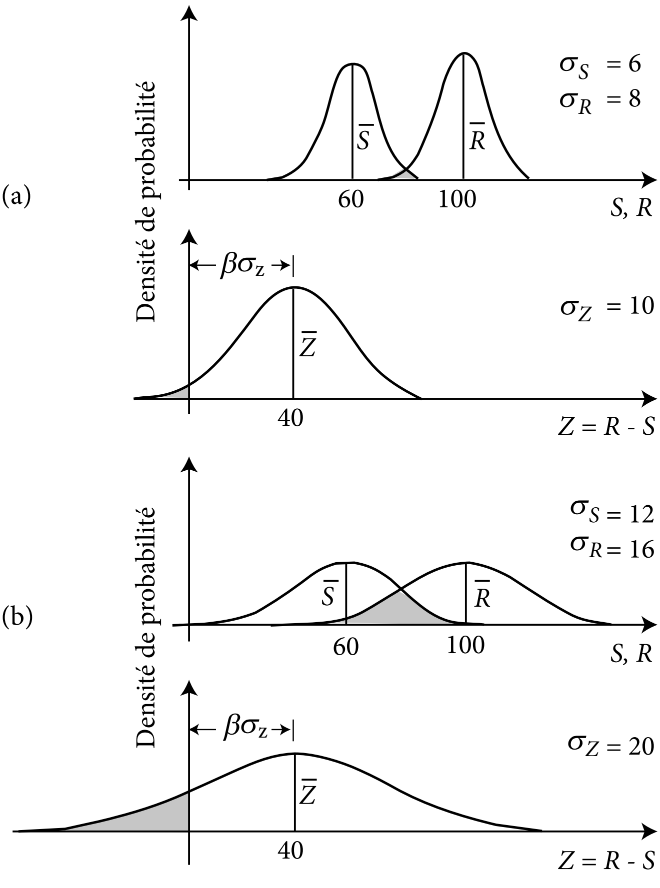
Pour illustrer ce point, considérons les distributions de probabilités montrées sur la figure 3.3 et supposons qu'elles s'appliquent à un ensemble de pièces dimensionnées pour supporter les mêmes charges. Les sollicitations dues aux charges étant aléatoires, c'est-à-dire incertaines et variables dans le temps, la densité de probabilité identifiée par la lettre S représente la variabilité des sollicitations auxquelles sont soumises ces pièces durant leur durée de vie. D'autre part, la densité de probabilité identifiée par la lettre R représente la variabilité de la résistance de ces pièces à un effort quelconque. Cet effort peut être une force ou un moment, ce qui n'est pas précisé dans cet exemple puisqu'on n'utilise pas d'unités.

La variabilité de la résistance résulte des hypothèses admises dans les équations de calcul de la résistance et de la variabilité des paramètres dont dépend la résistance. Ces paramètres sont les dimensions des pièces et les propriétés mécaniques des matériaux. La variabilité de la résistance résulte également des imprécisions lors de la construction.

La probabilité de rupture est égale à l'aire définie par l'intersection de la courbe des sollicitations et celle de la résistance. Sur la figure 3.3, on considère deux cas différents. Dans le premier cas, la probabilité de rupture est plus faible à cause d'une plus petite variabilité de la résistance et des charges, ce qui se traduit par des écarts types plus petits : $\sigma_S = 6$ et $\sigma_R = 8$ (figure 3.3a). Dans le deuxième cas (figure 3.3b), les écarts types sont plus grands, de même que la probabilité de rupture.

La probabilité de rupture peut être évaluée en calculant l'indice de sécurité, dénoté β, lorsque la marge de sécurité, dénotée Z, devient nulle. La marge de sécurité est égale à :

$$Z = R - S$$



Note : La surface grise donne la probabilité de rupture.

FIGURE 3.3 Variabilité des sollicitations, de la résistance et de la marge de sécurité[3.3]

L'écart type de Z est donné par :

$$\sigma_Z = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}$$

Selon la figure 3.3, lorsque la marge de sécurité est nulle, on a:

$$\bar{Z} - \beta\,\sigma_Z = 0$$

L'indice de sécurité est donc égal à:

$$\beta = \frac{\bar{Z}}{\sigma_Z}$$

Pour les ceux cas considérés sur la figure 3.3, $\bar{Z} = 40$ et on obtient:

$$\beta = \frac{40}{10} = 4{,}0 \qquad \text{(premier cas, fig. 3.3a)}$$

$$\beta = \frac{40}{20} = 2{,}0 \qquad \text{(deuxième cas, fig. 3.3b)}$$

Dans le premier cas, quatre écarts types séparent la moyenne ($\bar{Z}$) de zéro, alors qu'il n'y en a que deux dans le deuxième cas. Pour une distribution normale de Z, les probabilités de rupture correspondant à diverses valeurs de β sont données dans le tableau 3.3. Dans le premier cas, la probabilité de rupture est égale à 3,2 chances sur 100 000, et dans le deuxième cas à 2,3 chances sur 100. Il est donc beaucoup plus probable d'avoir une rupture dans le deuxième cas. Pourtant, dans les eux cas, le coefficient de sécurité moyen est le même ($\bar{R}\,/\,\bar{S} = 1{,}67$), ce qui montre bien l'insuffisance du concept de *coefficient de sécurité*.

TABLEAU 3.3 Probabilité de rupture pour une distribution normale

β	Probabilité de rupture
2,00	$2{,}3 \times 10^{-2}$
2,32	$1{,}0 \times 10^{-2}$
2,50	$0{,}62 \times 10^{-2}$
3,00	$1{,}4 \times 10^{-3}$
3,09	$1{,}0 \times 10^{-3}$
3,50	$2{,}3 \times 10^{-4}$
3,71	$1{,}0 \times 10^{-4}$
4,00	$3{,}2 \times 10^{-5}$
4,26	$1{,}0 \times 10^{-5}$
4,50	$3{,}0 \times 10^{-6}$
4,75	$1{,}0 \times 10^{-6}$

Le but de cet exemple était d'illustrer l'importance de tenir compte de la variabilité statistique des sollicitations et de la résistance dans la détermination de la sécurité. La figure 3.3 montre bien qu'une partie de la sécurité doit être définie par rapport aux sollicitations, l'autre par rapport à la résistance, puisque les deux ont une variabilité statistique. La variabilité statistique d'un paramètre se mesure généralement à l'aide du coefficient de variation égal à l'écart-type divisé par la moyenne.

3.4.4 Coefficients de calcul

Dans le calcul aux états limites, on tient compte de la variabilité des sollicitations à l'aide de coefficients de pondération et de simultanéité des charges. Les *coefficients de pondération des charges* tiennent compte de la variabilité des charges elles-mêmes, tel que montré sur la figure 3.4. Les *coefficients de simultanéité des charges* tiennent compte du fait que certaines combinaisons de charges sont moins probables que d'autres.

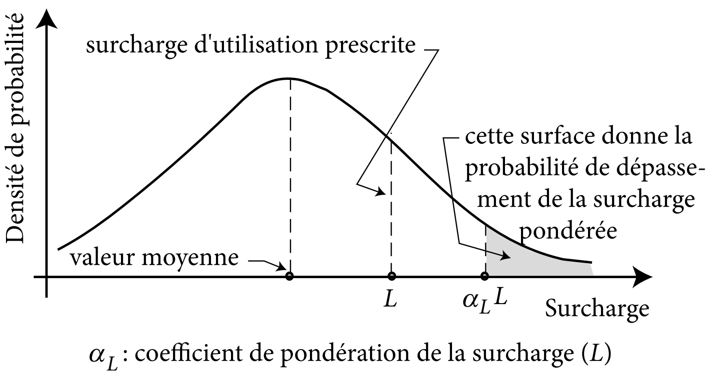


FIGURE 3.4 Variabilité de la surcharge[3.3]

La figure 3.5 illustre la variabilité de la limite élastique de l'aluminium (F_y), paramètre fondamental qui apparaît dans de nombreuses équations de résistance. On tient compte des diverses sources de variabilité de la résistance énumérées précédemment, à l'aide de *coefficients de tenue*. La plupart des normes utilisent des coefficients de tenue des matériaux, aussi appelés coefficients de tenue partiels. Ainsi, dans les équations de calcul de la résistance, l'ingénieur doit utiliser un coefficient de tenue pour chacun des matériaux constituant la pièce à dimensionner.

Comme le montre la figure 3.4, la variabilité des charges est couverte par les coefficients de pondération des charges. La variabilité de la résistance, illustrée sur la figure 3.5, est couverte par les coefficients de tenue. Ces derniers sont, de toute évidence, inférieurs à 1,0 puisqu'il faut se prémunir contre une résistance plus faible que celle prédite en utilisant les propriétés géométriques et mécaniques nominales.

Avec les coefficients de tenue, on obtient donc une résistance réduite appelée *résistance pondérée*. Par contre, les coefficients de pondération des charges, qui tiennent compte de cette partie de la sécurité définie par rapport aux sollicitations, sont supérieurs à 1,0. Il n'y a qu'une seule exception et elle concerne le coefficient de pondération de la charge permanente. Si les effets de cette charge s'additionnent à ceux des autres charges, le coefficient de pondération de la charge permanente est alors supérieur à 1,0. Dans le cas contraire, le coefficient de pondération de la charge permanente est égal ou inférieur à 1,0.

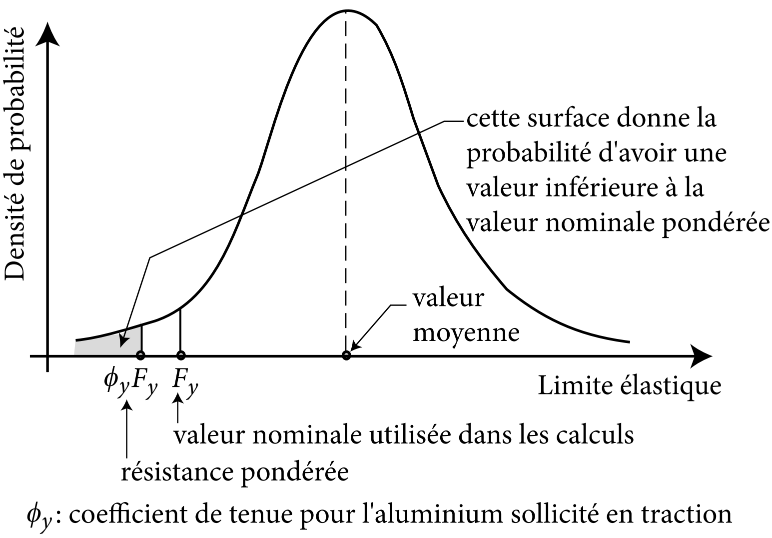


FIGURE 3.5 Variabilité de la limite élastique d'un alliage d'aluminium[3.3]

Dans la méthode de calcul aux états limites, les coefficients de tenue appliqués aux fonctions de résistance, et les coefficients de pondération et de simultanéité appliqués aux charges, sont déterminés en essayant d'obtenir une probabilité de rupture assez uniforme, quelles que soient l'équation de résistance et la combinaison des charges considérées. Pour les charpentes les plus courantes, une probabilité de rupture acceptable est d'environ 3×10^{-4} sur une période de 30 ans. Toutefois, si le concepteur juge que la ruine d'une construction déterminée peut avoir des conséquences plus désastreuses que celles d'une construction courante, il peut décider de réduire la probabilité de rupture en ajustant les coefficients de pondération des charges et les coefficients de tenue. C'est le cas, entre autres, des ouvrages contenant des produits dangereux qui pourraient, en cas d'accident, provoquer une catastrophe.

En général, le concepteur n'a pas à évaluer lui-même les valeurs des divers coefficients utilisés dans le calcul aux états limites. Ces valeurs sont prescrites par les normes. À la section suivante, on se limitera donc à présenter les valeurs des coefficients utilisés pour les constructions usuelles. Le lecteur trouvera dans la référence [3.11] des exemples d'évaluation de ces coefficients.

3.4.5 Règles fondamentales

Pour vérifier la sécurité, c'est-à-dire les états limites ultimes, la règle fondamentale de calcul aux états limites peut s'énoncer ainsi[3.3] :

La résistance pondérée doit être plus grande ou égale à la sollicitation pondérée maximale produite par la combinaison des charges la plus critique.

Mathématiquement, cette règle de sécurité qu'il faut satisfaire, peut s'écrire :

$$R_r \geq S_f \tag{3.1}$$

Dans ce texte, la résistance pondérée est toujours identifiée par l'indice *r*. Ainsi, M_r représente la résistance pondérée à la flexion et T_r la résistance pondérée à la traction. Quant aux sollicitations causées par les charges pondérées, elles sont toujours identifiées par l'indice *f*. Ainsi, M_f représente le moment fléchissant maximal à la section considérée, produit par la combinaison des charges pondérées la plus critique. Lorsque l'indice *f* n'apparaît pas, il s'agit d'un effort causé par les charges d'utilisation.

Le contenu de ce fichier est surtout orienté vers l'évaluation du terme de gauche de l'équation (3.1). Il s'agit d'expliquer comment sont obtenues les équations de calcul de la résistance des pièces d'une charpente d'aluminium et de définir les hypothèses qui ont conduit à ces équations. Quant au terme de droite de l'équation (3.1), qui concerne l'effet des charges pondérées, il ne peut être complètement ignoré même s'il relève de l'analyse des structures[3.9], car le mode d'analyse peut influencer les équations de calcul de la résistance (analyse élastique versus analyse plastique, analyse du premier ordre versus analyse $P - \Delta$, etc.).

Pour la vérification des états limites d'utilisation, il s'agit d'abord de définir des critères de bon comportement en service, tels que des limites aux déformations (exemple : flèches maximales admissibles). Dans ce cas, la règle fondamentale du calcul aux états limites peut s'énoncer ainsi :

Les limites acceptées comme critères de bon comportement en service ne doivent pas être dépassées sous la combinaison des charges d'utilisation la plus critique pour chacun des états limites considérés.

Cette règle est plus difficile à exprimer mathématiquement car, pour la satisfaire, il ne s'agit pas de limiter les efforts dus aux charges d'utilisation mais de limiter d'autres effets de ces charges.

3.5 DÉFINITION DES COEFFICIENTS UTILISÉS DANS LE CALCUL AUX ÉTATS LIMITES

3.5.1 Introduction

Il y a peut-être autant de séries différentes de coefficients de pondération des charges et de tenue qu'il y a de types de structures ou de codes. Il est par conséquent évident qu'on ne peut pas aborder chacune de ces recommandations dans un ouvrage comme celui-ci. Nous allons donc nous limiter aux bâtiments et aux ponts, dans le contexte canadien, avec référence aux pratiques européennes et américaines, et mettre le concepteur sur quelques pistes pour les autres types de structures. La méthode de calcul étant en principe la même, il lui sera facile de s'adapter à d'autres situations.

Dans le texte qui suit, on présente les valeurs numériques des divers coefficients utilisés dans les calculs. À cette fin, on définit les charges mais on ne donne pas leurs valeurs numériques. Cette information, qui ne relève pas du contenu de ce volume, peut être obtenue de diverses sources [3.6, 3.12].

3.5.2 Calcul des bâtiments

Au Canada, pour le calcul des bâtiments, on utilise généralement les charges prescrites dans le *Code national du bâtiment*[3.6]. Les charges d'utilisation y sont dénotées et définies de la façon suivante :

D = charge permanente comprenant le poids des pièces de la charpente, le poids des composantes non structurales (matériaux de construction et éléments architecturaux incorporés au bâtiment et supportés par la charpente), le poids de l'équipement permanent;

L = surcharge d'exploitation, c'est-à-dire résultant de l'usage prévu du bâtiment;

W = surcharge due au vent;

S = surcharge due à la neige, à la glace et à la pluie;

E = surcharge due aux séismes;

T = charge ou effort dû aux tassements différentiels et aux dilatations et contractions forcées résultant des variations de température ou du retrait et du fluage des matériaux.

Les charges pondérées sont obtenues en multipliant les charges d'utilisation par les coefficients de pondération des charges. Toutefois, en général, on pondère les efforts et non les charges, c'est-à-dire qu'on calcule séparément les efforts dus à chacune des charges d'utilisation, et qu'ensuite, on pondère et combine les efforts. C'est la façon la plus pratique de procéder.

Les sollicitations dues aux charges pondérées S_f sont représentées par les équations suivantes où les charges principales (D + L, S, W ou E) sont accompagnées de charges d'action concomitante (L, S et/ou W) dans une combinaison de charges donnée. Des coefficients de charge (α) sont appliqués aux charges principales et aux charges d'action concomitante de façon à tenir compte de la variation des charges et de l'importance probable d'une charge d'action concomitante agissant en même temps que la charge principale pondérée. La combinaison applicable est celle qui produit l'effet le plus critique.

La référence [3.6] doit être consultée pour plus d'information sur les charges, leur pondération et leurs combinaisons.

$$S_f = 1{,}4D \tag{3.2}$$

$$S_f = (1{,}25D \text{ ou } 0{,}9D)+1{,}5L+1{,}0S \text{ ou } 0{,}4W \tag{3.3}$$

$$S_f = (1{,}25D \text{ ou } 0{,}9D)+1{,}5S+1{,}0L \text{ ou } 0{,}4W \tag{3.4}$$

$$S_f = (1{,}25D \text{ ou } 0{,}9D)+1{,}4w+0{,}5L \text{ ou } 0{,}5S \tag{3.5}$$

$$S_f = 1{,}0D+1{,}0E+0{,}5L+0{,}25S \tag{3.6}$$

On note, dans l'équation (3.6), que les coefficients de pondération des charges *D* et *E* sont égaux à 1,0. La charge sismique est considérée comme exceptionnelle et la valeur prescrite dans le *Code national du bâtiment* correspond à un état limite ultime.

Comparée aux surcharges, la charge permanente est connue avec plus de précision et elle a une variabilité statistique moins grande, c'est-à-dire un coefficient de variation plus petit. Par conséquent, le coefficient de pondération de la charge permanente est plus petit.

En général, pour les charges, on s'intéresse aux plus grandes valeurs, c'est-à-dire celles qui dépassent de façon significative la valeur moyenne, d'où les valeurs supérieures à 1,0 pour les coefficients de charge. Toutefois, lorsque la sollicitation due à la charge permanente s'oppose à celle due aux autres charges, il faut s'intéresser aux valeurs de la charge permanente inférieures à la moyenne, d'où une valeur égale ou inférieure à 1,0, pour le coefficient de pondération de la charge permanente. Ainsi, dans le cas de soulèvement et de renversement, la charge permanente a un effet stabilisant qui s'oppose à l'effet déstabilisant produit par les charges latérales dues au vent ou aux séismes. Dans ce cas, il faut utiliser $\alpha_D = 0{,}9$ pour la charge permanente, selon la référence [3.6]. La simultanéité d'action des charges d'utilisation est représentée par les équations (3.2) à (3.6) dans lesquelles les coefficients de pondération des charges sont considérés éqaux à 1.0.

Les valeurs des coefficients α définies précédemment s'appliquent à tous les bâtiments couverts par le *Code national du bâtiment*, quel que soit le matériau utilisé pour la charpente. Par contre, les coefficients de tenue, qui tiennent compte de la variabilité statistique de la résistance, dépendent du matériau choisi pour la charpente.

La norme canadienne utilisée pour le calcul des charpentes de bâtiments en aluminium est la norme CAN/CSA-S157-17[3.1]. Les coefficients de tenue donnés dans le tableau 3.4 sont tirés de cette norme et tiennent compte de l'imprécision des équations de calcul de la résistance, de la variabilité des dimensions des pièces, de la variabilité des propriétés mécaniques des alliages d'aluminium, des imprécisions de construction et du type de rupture anticipé. Lorsqu'une pièce se plastifie sur toute sa section et qu'il n'y a pas de rupture subite, $\phi = 0{,}9$. Par contre, lorsque la rupture est plus fragile et qu'elle se produit sans signe avant-coureur, comme c'est le cas pour une rupture de la section nette d'une pièce sollicitée en traction, $\phi = 0{,}75$.

TABLEAU 3.4 Coefficients de tenue pour le calcul des bâtiments en aluminium

$\phi_y = 0{,}90$	Traction, compression, (flexion) et cisaillement (à la limite élastique, F_y)
$\phi_c = 0{,}90$	Compression (rupture par flambement)
$\phi_u = 0{,}75$	Traction, flexion et cisaillement (à l'ultime, F_u)
$\phi_u = 0{,}75$	Section nette, pression diamétrale et déchirement (à l'ultime)
$\phi_u = 0{,}75$	Soudure à rainure (ou sur préparation), traction et compression (à l'ultime)
$\phi_f = 0{,}67$	Cordons de soudure, cisaillement (à l'ultime)
$\phi_f = 0{,}67$	Connecteurs mécaniques, traction et cisaillement (à l'ultime)
$\phi_s = 0{,}5$	Vis

Pour les matériaux utilisés en action composite avec l'aluminium, les coefficients de tenue en service applicables sont précisés dans la norme appropriée. Dans certains cas, lorsque les valeurs de ϕ données dans le tableau 3.4 ne couvraient pas adéquatement l'imprécision des équations de calcul de la résistance observée lors d'essais expérimentaux, on a préféré ajuster les équations de calcul de la résistance plutôt que de réduire la valeur de ϕ.

Dans les équations utilisées pour le calcul des assemblages, la valeur du coefficient de tenue est réduite à $\phi_f = 0{,}67$. On augmente ainsi les chances que la rupture des pièces assemblées ne se produise avant celle des connecteurs. Il est toutefois possible que dans les prochaines versions des références [3.1] et [3.12], le coefficient φ_f pour la résistance en traction ou en cisaillement des boulons en acier soit proposé égal à 0,8, comme dans la référence [3.16] et la section 10 de la référence [3.12] sur les charpentes d'acier.

Aux États-Unis, on utilise encore la méthode de calcul aux contraintes admissibles (voir la section 3.6), mais on constate que la méthode de calcul aux états limites (appelée *Load and Resistance Factor Design*, LRFD) gagne de plus en plus d'adeptes. La référence [3.13], en fait, présente les deux méthodes dans des sections distinctes.

Des équations équivalentes aux équations (3.2) à (3.6) sont données pour le calcul des sollicitations dues aux charges et des coefficients de tenue appropriés et compatibles sont aussi proposés. Ces données sont présentées dans le tableau 3.5, mais il est possible que l'information qu'il contient diffère quelque peu de celle de la version de la norme la plus récente. Le tableau 3.5 n'est présenté qu'à titre informatif et le lecteur devra se référer à la référence [3.13] s'il désire utiliser cette norme de calcul.

En Europe, c'est la méthode de calcul aux états limites qui a la faveur chez les ingénieurs de calcul. La présente série des neuf *Eurocodes* est essentiellement basée sur cette méthode de calcul, aussi appelée méthode des coefficients de charge et de résistance, ou encore, méthode des coefficients partiels.

Les charges et combinaisons de charges pour l'ensemble des Eurocodes sont présentées dans l'*Eurocode 1*[3.7] et les coefficients de tenue pour les différents types de structures sont présentés dans les Eurocodes respectifs. Dans le cas qui nous concerne, il s'agit de l'*Eurocode 9*[3.14].

L'approche européenne de normalisation diffère de l'approche nord-américaine en ce sens que les normes sont plus complexes, plus détaillées, ou, si l'on préfère, qu'elles utilisent une notation, des définitions et des représentations mathématiques beaucoup plus élaborées. Le calcul des sollicitations dues aux charges n'échappe malheureusement pas à cette règle. Par conséquent, pour ne pas trop alourdir le texte, nous nous limiterons à l'essentiel, soit à la présentation de l'équation qui permet de tenir compte des combinaisons de charges, sans prêter attention aux diverses catégories de coefficients et de cas spéciaux qui l'accompagnent. Le lecteur pourra toujours consulter les références [3.2], [3.7] et [3.10] pour en savoir davantage sur le sujet.

Même si la notation est différente, l'équation présentée dans le tableau 3.6 est de même nature que les équations précédentes pour le calcul des sollicitations.

La règle fondamentale de calcul aux états limites pour la vérification des états limites ultimes est la même que celle définie par l'équation (3.1) : $R(f_d) \geq S(F_d)$. Les valeurs de calcul f_d et F_d pour les résistances et les charges appliquées sont déduites des *valeurs caractéristiques* (ou nominales) f_k et F_k à l'aide des équations présentées dans le tableau 3.6, mais il est possible que l'information qu'il contient diffère quelque peu de celle de la version la plus récente de l'Eurocode 1. Le tableau 3.6 n'est présenté qu'à titre informatif et le lecteur devra se référer à la référence [3.7] s'il désire utiliser les recommandations européennes pour ses calculs. Les coefficients partiels γ_M et γ_F sont respectivement le *coefficient de résistance* et le *coefficient de charge*. Si on s'attarde à faire la correspondance avec la notation nord-américaine, on constatera que $\phi = 1/\gamma_M$ et que $\alpha = \gamma_F$. Les valeurs de γ_M recommandées par l'*Eurocode 9* sont présentées dans le tableau 3.7.

TABLEAU 3.5 Recommandations de la norme américaine pour le calcul aux états limites[3.13]

Calcul des sollicitations dues aux charges pondérées, S_f		
1)	$1{,}4(D + F)$	
2)	$1{,}2(D + F + T) + 1{,}6(L + \mathrm{H}) + 0{,}5\,(L_r \text{ ou } S \text{ ou } R)$	
3)	$1{,}2D + 1{,}6(L_r \text{ ou } S \text{ ou } R) + (0{,}5L \text{ ou } 0{,}8W \text{ ou } 1{,}0F_a)$	
4)	$1{,}2D + 1{,}6W + 0{,}5L + 0{,}5\,(L_r \text{ ou } S \text{ ou } R)$	
5)	$1{,}2D + 1{,}0E + 0{,}5L + 0{,}2S$	
6)	$0{,}9D + 1{,}6W + 1{,}6H + 1{,}0F_a$	
7)	$0{,}9D + 1{,}0E + 1{,}6H$	
où		
D	=	charge permanente
E	=	charge sismique
F	=	charges dues aux fluides avec pression bien définies et profondeurs maximales
F_a	=	charge d'innondation
H	=	charge due à la pression latérale du sol et de l'eau dans le sol
L	=	surcharge d'occupation et d'utilisation
L_r	=	surcharge de toiture
R	=	surcharge de pluie sur la toiture
S	=	surcharge de neige
T	=	effort induit par les déplacements imposés
W	=	surcharge de vent

Coefficients de tenue			
ϕ_y	=	0,95	plastification, en général
ϕ_b	=	0,85	poutres et éléments de poutres
ϕ_c	=	0,85	éléments de poteaux
ϕ_u	=	0,85	résistance ultime
ϕ_{cc}	= =	$1 - 0{,}21\lambda \le 0{,}95$ pour $\lambda \le 1{,}2$ $0{,}14\lambda + 0{,}58 \le 0{,}95$ pour $\lambda > 1{,}2$	poteaux (λ = coefficient d'élancement)
ϕ_{cp}	=	0,80	flambement élastique des tubes
ϕ_v	=	0,80	flambement élastique en cisaillement
ϕ_{vp}	=	0,90	flambement inélastique en cisaillement
ϕ_w	=	0,90	écrasement de l'âme
ϕ_{sc}	=	0,50 ; 0,65 (max)	assemblages (voir la norme)

TABLEAU 3.6 Recommandations de la norme européenne pour le calcul aux états limites – Calcul des charges et règle fondamentale[3.7]

Calcul des sollicitations dues aux charges pondérées			
$$F_d = \gamma_G G_k + \gamma_Q \left[Q_{k1} + \sum_{i=2}^{n} \psi_i Q_{ki} \right]$$			
où	G_k	=	valeur caractéristique des charges permanentes
	Q_k	=	valeur caractéristique d'une surcharge
	$\psi_i Q_{ki}$	=	valeur nominale d'une surcharge
	ψ	=	coefficient de réduction ($\psi \leq 1{,}0$)
	γ_G	=	coefficient des charges pemanentes
	γ_Q	=	coefficient de la surcharge dominante
	$\psi_i \gamma_Q$	=	coefficient des autres surcharges concomittantes
Règle fondamentale pour la vérification des états limites ultimes			
	$R(f_d) \geq S(F_d)$		(à comparer à l'équation 3.1)
où	$f_d = f_k / \gamma_M$		
	$F_d = \gamma_F F_k$		(formulation simplifiée de l'équation plus haut)
	f_d et F_d =		respectivement, les valeurs de calcul pour les résistances et les efforts
	f_k et F_k =		respectivement, les valeurs caractéristiques pour les résistances et les efforts
	γ_M et γ_F =		respectivement, les coefficients de résistance et de charge ($\geq 1{,}0$)
Note : Coefficient de pondération des charges = $\alpha = \gamma_F$			

TABLEAU 3.7 Recommandations de la norme européenne pour le calcul aux états limites. Valeurs de γ_M[3.14]

Valeurs recommandées de γ_M	
$\gamma_M = 1{,}10$	résistance des profilés des classes 1 à 4 (sections plastiques, compactes, non compactes et élancées)
$\gamma_M = 1{,}10$	résistance des éléments au flambement

$\gamma_M = 1{,}25$	résistance de la section nette au droit des boulons
$\gamma_M = 1{,}25$	résistance des assemblages (boulonnés, rivetés, soudés, avec cheville)
$\gamma_M = 1{,}25$	résistance des assemblages antiglissement à l'état limite ultime
$\gamma_M = 1{,}10$	résistance des assemblages antiglissement à l'état limite de service
$\gamma_M \geq 3{,}0$	résistance des assemblages collés
Note : Coefficient de tenue= $\phi = 1/\gamma_M$ (1/1,10 = 0,91 ; 1/1,25 = 0,80 ; 1/3,0 = 0,33)	

Vue partielle d'un bâtiment en aluminium
(Hydro Marine Aluminium, Haugesund, Norvège) PHOTO : DENIS BEAULIEU

3.5.3 Calcul des ponts

Pour les ouvrages routiers usuels au Canada, les charges d'utilisation sont définies dans la norme CAN/CSA-S6-19[3.12] ou dans les directives des ministères des transports provinciaux.

Les définitions des charges d'utilisation introduites à la section 3.4.2 et, à la rigueur, la section 3.5.2 s'appliquent également aux ponts. La surcharge résultant de l'exploitation de l'ouvrage, appelée surcharge routière, est évidemment de nature bien différente de celle qu'on trouve dans les bâtiments. Cette surcharge produit des effets dynamiques. Les sollicitations dues à la surcharge routière sont donc multipliées par un facteur d'amplification dynamique, égal à $(1{,}0 + I_d)$, où I_d est le coefficient de majoration dynamique défini dans la norme S6-19[3.12].

Dans les ouvrages routiers, les longueurs des travées et les conditions d'appui sont aussi bien différentes de celles qu'on trouve dans les bâtiments. Les variations de longueur du tablier, dues aux gradients thermiques, au retrait et au fluage du béton, exigent des conditions d'appui qui restreignent le moins possible ces variations, sinon les déformations forcées peuvent causer des efforts très importants.

Compte tenu des conditions d'appui, il est généralement suffisant de considérer uniquement les charges permanentes et la surcharge routière incluant l'impact, pour le dimensionnement des tabliers de ponts. Toutes les autres charges prescrites (charges dues au vent, au freinage des véhicules, aux séismes, à la poussée des glaces, etc.) sollicitent principalement les culées et les piles. La référence [3.12] contient depuis 2006 une section (section 17) sur les structures de ponts en aluminium. Puisqu'il a été convenu avec AluQuébec que le calcul des charpentes de ponts pourrait éventuellement faire l'objet d'un document comme le document présent sur les structures de bâtiments avec de nombreux exemples de calcul de ponts, l'information présentée ici sera réduite à sa plus simple expression.

Un exemple de calcul expliquant comment combiner et pondérer les charges pour l’analyse d’une structure est présenté à la fin de ce chapitre.

3.5.4 Calcul des autres types de structure

L’aluminium structural est, bien sûr, utilisé dans les bâtiments et les ponts, mais il existe une multitude d’autres applications non couvertes de façon précise par les normes et les codes auxquels nous avons fait référence jusqu’à maintenant. En utilisant son jugement, le concepteur peut, dans bien des cas, se servir des recommandations sur les charges contenues dans ces normes et ces codes. Toutefois, un certain nombre de normes spécialisées peuvent être utilisées pour divers types d'applications structurales.

Afin de guider le lecteur, il a été jugé opportun de dresser la liste des normes existantes et d’apporter un certain éclairage quant à leur utilisation[3.1]. Il convient de noter que ce ne sont pas toutes les normes qui font appel à la méthode de calcul aux états limites décrite dans cette section. Certaines peuvent être basées sur la méthode aux contraintes admissibles qui fera l’objet d’une courte présentation dans la prochaine section, alors que d’autres ne font pas directement appel à des calculs.

Pour mieux s’y retrouver, les structures sont classées selon les catégories suivantes, dans le tableau 3.8 :

- les structures autoportantes;
- les véhicules;
- les équipements de levage;
- les contenants;
- les autres applications.

Exemples d'applications de l'aluminium où la légèreté est un critère important photo : denis beaulieu

TABLEAU 3.8 Normes applicables aux structures de type autre que ponts et bâtiments[3.1]

Applications	Normes*	Organismes de contrôle
Les structures autoportantes		
Tours, pylônes et antennes	CAN/CSA – S37	
Lampadaires	CAN/CSA – C22.2, CAN/CSA-N206	
Escaliers et rampes		
Installations de parc d'amusement	CAN/CSA – Z267	
Échafaudages d'accès pour la construction	CSA – S269.2	
Structures temporaires pour les travaux de construction	CSA – S269.1	
Les véhicules		
Avions, bateaux, navires	Agences fédérales ou internationales	
Véhicules routiers	ASTM, ANSI, ASME SAE	Motor vehicule Safety Act Motor vehicule Safety Regulations
Wagons de chemin de fer	AAR	Railway Act, National Transportation Act
Embarcations		Canada Shipping Act Canadian Coast Guard
Véhicules récréatifs	CSA – Z240 RV	
Maisons mobiles	CSA – Z240 MH	
Les équipements de levage**		
Grues, treuils pour soulever les matériaux	CSA – Z150, CAN/CSA – Z256	Pouvoirs de réglementation provinciaux

Applications	Normes*	Organismes de contrôle
Appareils de levage pour les personnes	CAN/CSA-B311 , CAN/CSA-B354.2, CSA-Z11, CSA-C225	Ministère du travail provincial et réglementation municipale
Les contenants		
Réservoirs pour explosifs, gaz, liquides inflammables, poisons, etc.	TGD, CTC*	
Contenants pour produits radioactifs	TPRM*	Organismes internationaux
Transport de marchandises	(selon les types de véhicules)	
Pipelines	CSA – Z169	
Trémies, poubelles, tuyaux, conduites	(selon les applications)	
Les autres applications		
Équipements médicaux, appareils		Organismes de santé provinciaux
Équipements de sport et de protection	CSA – D113.1 CSA – Z262.1 CSA – Z262.2, CSA-Z94.1	
Produits de plomberie	CSA – B281 CSA – B602	Autorités municipales
Contenants sous pression	CSA – B51, ASME (Boiler and Pressure Vessel Code)	

* Références plus détaillées dans le tableau 3.9.

** Les normes pour le déplacement des personnes sont différentes de celles pour le déplacement des objets.

TABLEAU 3.9 Liste des normes introduites dans le tableau 3.8

Norme	Titre
CSA-B51:19	Boiler, Pressure Vessel, and Pressure Piping Code
CAN/CSA-B281-M90	Aluminum Drain, Waste, and Vent Pipe and Components
CAN/CSA- B311-02 (R2018)	Safety Code for Manlifts
CAN/CSA-B354.1-04 (R2016)	Portable Elevating Work Platforms
CAN/CSA-B354.2-01 (R2013)	Self-Propelled Elevating Work Platforms
CAN /CSA B354.4-02 (R2013)	Self-Propelled Boom-Supported Elevating Work Platforms
CSA-B602 :20	Mechanical Couplings for Drain, Waste, and Vent Pipe and Sewer Pipe

CAN/CSA-N206-1987	Lighting Poles
CSA-C225-20	Vehicle-Mounted Aerial Devices
CSA-D113.1-M80	Bicycles
CAN/CSA-S37-18	Antennas, Towers and Antenna-Supporting Structures
CSA- S269.1-16 (R2021)	Falsework for Construction Purposes
CSA-S269.2-16 (R2021)	Access Scaffolding for Construction Purposes
CSA-Z11-18	Portable Ladders
CSA- Z94.1-15 (R2020)	Industrial Protective Headwear
CSA- Z150-16	Safety Code on Mobile Cranes
CSA- Z169-M1978 (R1992)	Aluminum Pipe and Pressure Piping Systems
CSA-Z240 MH Series 16 (R2021)	Manufactured Homes
CSA-Z240 RV Series 2014	Recreational Vehicles
CAN/CSA-Z256-M87 (R2021)	Safety Code for Material Hoists
CSA-Z262.1-15 (R2019)	Ice Hockey Helmets
CSA-Z262.2-15 (R2019)	Face Protectors for Use in Ice Hockey
CAN/CSA- Z267-00 (R2011)	Safety Code for Amusement Rides and Devices

TGD Transport of Dangerous Goods Regulations
CTC Canadian Transport Commission Regulations
TPRM Transport Packaging of Radioactive Materials Regulations

3.6 CALCUL AUX CONTRAINTES ADMISSIBLES

Pendant longtemps, la méthode de calcul aux contraintes admissibles a été la méthode la plus universellement utilisée par les ingénieurs de calcul. C'est avec l'arrivée de la méthode de calcul aux états limites, dans les années 1960, qu'elle a graduellement été délaissée. Puisqu'elle est encore en vigueur dans certaines normes[3.13] et puisque l'ingénieur concepteur est souvent appelé à vérifier des ouvrages existants qui, à l'époque, ont été calculés à l'aide de cette méthode, il apparaît opportun de présenter, dans ses grandes lignes, la méthode de calcul aux contraintes admissibles.

La règle fondamentale de calcul s'écrit de la façon suivante :

$$\sigma_a = \frac{F}{n} > \sigma \tag{3.7}$$

Dans cette équation, σ_a est la contrainte admissible qui doit toujours être supérieure à la contrainte calculée (σ) en considérant le plus critique des cas de chargement, F est la contrainte nominale (F_y ou F_u pour la traction) et n est le *coefficient (ou facteur) de sécurité*.

Le calcul des efforts à l'étape de l'analyse est donc effectué avec les *charges prescrites* (charges de service ou charges d'utilisation) et tout est ramené sous forme de contraintes dans les pièces, éléments de pièces, assemblages et éléments d'assemblages. Par exemple, un effort de traction exprimé en kilonewton dans une pièce devient une contrainte exprimée en mégapascal lorsqu'elle est divisée par la section de la pièce en mm^2. Certains considéreront que c'est une étape de calcul de trop; d'autres seront d'avis contraire. Dans la méthode de calcul aux états limites, on est souvent obligé de faire des vérifications au niveau des contraintes.

Un exemple de conditions de chargement peut être obtenu de l'édition 1995 de la référence [3.6], pour un calcul des bâtiments aux contraintes admissibles. Les symboles utilisés dans les équations suivantes sont définis à la section 3.5.2, en prenant note que les surcharges de type S sont inclues dans la surcharge d'exploitation L.

$$
\begin{aligned}
&\text{a)}\quad D\\
&\text{b)}\quad D + L\\
&\text{c)}\quad D + (W \text{ ou } 2/3E)\\
&\text{d)}\quad D + T\\
&\text{e)}\quad D + L + (W \text{ ou } 2/3E)\\
&\text{f)}\quad D + L + T\\
&\text{g)}\quad D + (W \text{ ou } 2/3E) + T\\
&\text{h)}\quad D + L + (W \text{ ou } 2/3E) + T
\end{aligned}
\tag{3.8}
$$

Des coefficients de simultanéité des charges s'appliquent à l'ensemble des charges, y compris la charge permanente, lorsque plus de deux charges différentes agissent en même temps. Pour les combinaisons e, f et g, le facteur est égal à 0,75 et pour la combinaison h, le facteur est égal à 0,66.

Les coefficients de sécurité considérés peuvent être multiples et varient d'une norme à l'autre. Ils sont choisis de façon à tenir compte de toutes les incertitudes que comporte un calcul structural. Parmi les plus importantes, il y a celles liées à l'évaluation des charges, à la détermination des résistances et aux tolérances de fabrication ou de construction. On comprendra que, de cette façon, il est impossible de bien tenir compte de la variabilité statistique des sollicitations et de la résistance, comme on l'a démontré dans la section 3.4.3 et sur la figure 3.3. Contrairement à la méthode de calcul aux états limites, la méthode aux contraintes admissibles ne permet pas un contrôle uniforme de la probabilité de rupture des ouvrages.

Comme exemple de coefficients de sécurité, on peut considérer ceux qui sont recommandés dans l'édition 2000 de la référence [3.13] pour les pièces sollicitées en traction pure. La norme américaine propose des coefficients différents pour les bâtiments et les ponts ainsi que pour les différents niveaux de contrainte (limite élastique et limite ultime). Ces valeurs sont présentées dans le tableau 3.10.

TABLEAU 3.10 Coefficients de sécurité pour la traction pure[3.13]

	Bâtiments et structures similaires	Ponts et structures similaires
n_u (limite ultime)	1,95	2,20
n_y (limite élastique)	1,65	1,85

La contrainte admissible en traction sera donc la plus petite des deux valeurs obtenues en divisant F_y par n_y et F_u par n_u. La ruine d'une pièce en traction, comme on le verra dans le prochain chapitre, peut être obtenue par plastification (F_y) ou par séparation (F_u) des pièces. Un coefficient de sécurité plus élevé est placé sur la fracture des pièces puisque cet état limite est plus catastrophique. De plus, puisque le rapport F_u/F_y diffère grandement en fonction des alliages, il est important de vérifier les deux limites car l'une ou l'autre peut contrôler, pour un alliage donné.

Comme dans la méthode de calcul aux états limites, on s'assure que le risque de ruine des assemblages est moins élevé que celui des pièces en jouant avec les coefficients de sécurité (ϕ pour les états limites ultimes et n pour les contraintes admissibles). Par exemple, dans l'édition 2000 de la référence [3.13], les coefficients de sécurité utilisés pour les boulons et les rivets sont égaux à 2,34 pour les bâtiments et à 2,64 pour les ponts.

En guise de conclusion, on fera remarquer qu'en divisant une valeur représentative des coefficients de pondération des charges ($\alpha_L = 1{,}50$, obtenu de l'équation 3.3) par $\phi_y = 0{,}90$ (obtenu du tableau 3.4) on obtient 1,67, valeur qui s'apparente à n_y pour les bâtiments dans le tableau 3.10. Cette constatation n'ajoute toutefois pas plus de valeur à la méthode de calcul aux contraintes admissibles.

3.7 ÉTATS LIMITES D'UTILISATION

3.7.1 Introduction

Les états limites d'utilisation concernent la mise hors d'usage qui pourrait résulter de déformations, de vibrations ou d'autres effets dynamiques trop incommodants pour les usagers de l'ouvrage.

Les déformations de la charpente et de ses composantes doivent être suffisamment faibles pour ne pas gêner le confort des occupants ni le fonctionnement de l'équipement. De plus, les éléments non structuraux supportés par la charpente, tels que cloisons, maçonneries, vitrages, revêtements, etc., ne doivent pas être endommagés de façon inadmissible par les déformations de la charpente et de ses composantes.

Comme il s'agit d'états limites d'utilisation, les déformations sont calculées avec les charges d'utilisation, c'est-à-dire les charges prévues au projet sans application de coefficients de pondération. Sous ces charges, le comportement des pièces est élastique et on peut utiliser les équations classiques de la résistance des matériaux. Généralement, ce sont les déformations dues au moment fléchissant qui contrôlent, mais ce n'est pas une règle absolue.

Les charpentes d'aluminium risquent d'être davantage affectées par les états limites d'utilisation que ne le sont les charpentes d'acier en raison du module élastique moins élevé de l'aluminium, couplé à des valeurs de résistance qui peuvent approcher celles de l'acier. Le coefficient d'expansion thermique plus élevé entraîne aussi des déformations plus grandes des structures d'aluminium. Il est ainsi fort probable que les effets du deuxième ordre jouent un rôle déterminant sur la stabilité des charpentes d'aluminium (voir plus bas). Comme on l'a déjà mentionné, le concepteur a donc tout intérêt à tenir compte des états limites d'utilisation *dans ses calculs préliminaires.*

3.7.2 Déformations

Les déformations des structures peuvent être groupées en déformations axiales, déformations de flexion et déformations de cisaillement.

Les déformations axiales sont généralement négligeables dans les pièces fléchies, mais pas dans les structures principalement constituées de pièces sollicitées en traction et en compression, tels les treillis. On peut obtenir un estimé de la déformée (ΔL) en utilisant l'équation bien connue : $\Delta L = TL/EA$ où T est l'effort de traction, L est la longueur de la pièce, $E = 700\ 000$ MPa et A est l'aire de la section.

Les déformations de cisaillement sont négligeables dans les poutres et poutres assemblées, mais pas dans les treillis, une fois de plus.

Les flèches latérales et verticales causées par la flexion des pièces sont systématiquement supérieures aux autres types de déformations. Par conséquent, on doit toujours en tenir compte.

Cependant, puisque la capacité portante des structures est indépendante des états limites d'utilisation, les normes sont souvent muettes sur les limites à respecter pour les déformations. Elles se contentent trop souvent de mentionner l'importance d'en tenir compte.

Certains codes et normes, telles les références [3.6 et 3.16] suggèrent quelques limites pour les flèches verticales des planchers et les flèches latérales des charpentes. Les limites pour la déformation des planchers ne s'appliquent qu'à la surcharge et aux charges permanentes autres que le poids de la charpente, c'est-à-dire aux éléments non structuraux. En effet, seule ces charges peuvent, par exemple, gêner le fonctionnement d'appareils car, lors de leur installation, les flèches dues au poids de la charpente sont déjà présentes.

Pour les planchers les plus courants (logements, bureaux, écoles, hôpitaux), on recommande de limiter la flèche verticale due aux surcharges à un trois centième de la portée ($L/300$). Si les planchers supportent des éléments non structuraux susceptibles de se fissurer, on recommande de limiter la flèche due aux surcharges à un trois cent soixantième de la portée ($L/360$). Il faut toutefois noter que, dans ce cas, la valeur limite de la flèche n'est pas nécessairement fonction de la portée.

Il est préférable de vérifier auprès du manufacturier, les déformations que peuvent endurer sans problèmes ces éléments.

Pour ce qui est des flèches dues à la charge permanente, si elles sont trop importantes, on peut les contrer en donnant aux poutres une cambrure ou contreflèche. Pour les toitures plates ou à très faible pentes, une contreflèche égale ou supérieure à la flèche due à la charge permanente peut éliminer les problèmes causés par la formation de mares d'eau. Dans certaines applications en acier, on propose des contreflèches égales à la flèche due à la charge permanente plus la moitié de celle due à la surcharge[3.16].

Le tableau 3.11, extrait de la référence [3.16], présente quelques valeurs limites à respecter pour les flèches verticales et horizontales dans les bâtiments. Il peut parfois s'avérer nécessaire de modifier ces valeurs pour les adapter à certaines structures en aluminium. Dans la référence [3.10], une flèche maximale de un quatre centième de la portée (L/400) est proposée au lieu de (L/360) pour la condition B.1 du tableau 3.11. Par contre, la limite est augmentée à (L/200) lorsque les charges permanentes sont aussi considérées. La limite est fixée à un cinq centième de la hauteur de la structure (h/500), au lieu de (h/400) pour le cas B.2 du tableau 3.11, pour les multiétagés, les tours, les mâts et les treillis.

Les flèches et les vibrations dans ***les ponts*** doivent être calculées de façon à éviter toute mauvaise perception ou conséquences psychologiques de la part des usagers, principalement les piétons. Une étude a démontré que cette problématique est la principale raison justifiant le respect de ces états limites d'utilisation, beaucoup plus que la détérioration des surfaces de roulement ou la fissuration du béton[3.8]. C'est apparemment l'accélération du tablier qui cause le plus grand inconfort chez l'usager. L'étude de ce phénomène est très complexe et très subjective.

TABLEAU 3.11 Valeurs limites des flèches causées par le vent et les surcharges non pondérées dans les bâtiments

Charge de service	Applications	Flèche maximale
A) Bâtiments industriels		
A.1 Flèche verticale (poutre de portée simple)		
L	toiture de matériaux inélastiques	1/240 de la portée
L	toiture de matériaux élastiques	1/180 de la portée
L	plancher	1/300 de la portée
A.2 Flèche horizontale		
W	poteau	1/400 à 1/200 de la hauteur
B) Autres types de bâtiments		
B.1 Flèche verticale (poutre de portée simple)		

L	plancher et toiture – matériaux susceptibles de fissurer	1/360 de la portée
L	plancher et toiture – matériaux non susceptibles de fissurer	1/300 de la portée
B.2 Flèche horizontale		
W	bâtiment	1/400 de la hauteur du bâtiment
W	Étage – sans contreventement	1/500 de la hauteur de l'étage
W	Étage – avec contreventement	1/400 de la hauteur de l'étage

La référence [3.12] propose l'utilisation de la figure 3.6 pour évaluer la flèche admissible en fonction de la première fréquence de vibration du pont. Cette recommandation semble limitative pour les ponts avec tablier et structure de support en aluminium dont la fréquence de vibration tend à être élevée. Par conséquent, il est souvent nécessaire d'utiliser une dalle de béton armé mixte ou non mixte dans les ponts en aluminium pour abaisser la fréquence de vibration du pont et rendre la flèche acceptable[3.17, 3.18]. Il reste toutefois à démontrer que les courbes de la figure 3.6 sont aussi applicables aux ponts en aluminium. Elles ont en effet été développées pour des ponts de type courant en acier et en béton.

Pour les ponts à tablier mixte, la référence [3.12] limite à 90 % de la limite élastique (F_y), la contrainte dans les fibres extrêmes des poutres de support du tablier, afin d'éviter toute déformation plastique du tablier sous les charges de service.

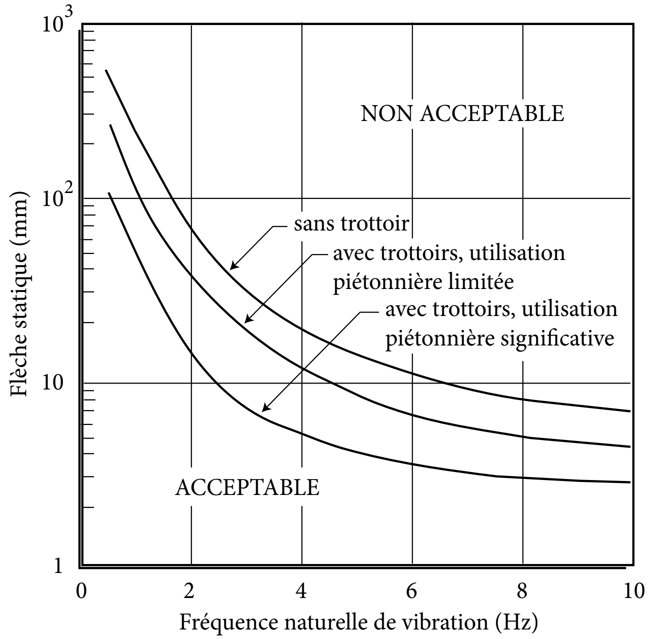


FIGURE 3.6 Flèches admissibles dans les ponts, selon la référence [3.12]

Même si la référence [3.8] reconnaît que ce n'est pas toujours suffisant, pour contrer les problèmes de perception ou pour limiter les dommages structurels, elle recommande, « en l'absence d'autres critères » la vérification des flèches limites présentées dans le tableau 3.12 pour les ponts en aluminium, en acier et/ou en béton.

TABLEAU 3.12 Flèches admissibles dans les ponts, selon la référence [3.8]

Usage	Flèche admissible
Véhicules seuls	Portée/800
Véhicules + piétons	Portée/1000
Véhicules seuls sur partie en porte-à-faux	Portée/300
Véhicules et/ou piétons sur partie en porte-à-faux	Portée/375

3.7.3 Vibration des planchers

On a mentionné, dans la section précédente, que les structures en aluminium sont généralement sensibles aux vibrations. Il importe donc de vérifier, pour différentes applications, les conséquences des vibrations des structures d'aluminium.

La méthode de calcul suivante, développée pour des planchers mixtes ou non mixtes acier-béton dans les charpentes de bâtiments (version 1989 de la référence [3.16]) pourrait, avec un peu de savoir-faire de la part de l'ingénieur, être appliquée à une structure similaire en aluminium. Il s'agit, dans ce cas-ci, de s'assurer que les vibrations de plancher ne dépassent pas le seuil de perception des usagers[3.19]. Des techniques plus raffinées et plus modernes pourraient être présentées, mais elles devront aussi être adaptées aux charpentes d'aluminium.

On reconnaît que l'action mixte cause une augmentation de la rigidité flexionnelle et, dans une certaine mesure, la résistance d'une poutre métallique. Par conséquent, les charpentes de planchers mixtes bien conçues sont plus élancées (moins profondes) que celles où la dalle ne participe pas à la résistance des poutres. Il en résulte que, pour un même arrangement géométrique des poutres principales et des poutres, la fréquence fondamentale d'un plancher mixte est parfois plus proche des fréquences des sollicitations dynamiques appliquées aux planchers de bâtiments (aussi appelées fréquences d'excitation). Le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence d'excitation est égale ou presque égale à la fréquence fondamentale de la structure. Ce phénomène est caractérisé par une amplification des déformations dynamiques.

Les sollicitations dynamiques appliquées aux planchers de bâtiment peuvent produire deux types de vibrations : les vibrations continues et les vibrations transitoires. Les premières sont causées par les mouvements périodiques de machines ou de véhicules, et par certaines activités humaines rythmiques, telle la danse. Les vibrations transitoires sont généralement causées par les déplacements des occupants (circulation piétonne). Elles disparaissent d'autant plus rapidement que la capacité d'amortissement est grande.

La réponse d'un plancher à une sollicitation dynamique dépend du type d'excitation (continue ou transitoire), de la fréquence fondamentale du plancher et de sa capacité d'amortissement. Cette réponse, c'est-à-dire les vibrations du plancher, ne doit pas dépasser le seuil de tolérance des utilisateurs du bâtiment. Le seuil de tolérance est souvent exprimé en fonction de l'accélération maximale des vibrations résultant de la sollicitation dynamique.

Dans le texte qui suit, il ne sera question que des vibrations transitoires dues à la circulation des occupants d'un bâtiment. Ces vibrations doivent être vérifiées pour les planchers mixtes ou non mixtes, ayant des portées entre 7 et 20 mètres et des fréquences fondamentales entre 4 et 15 hertz (1 hertz = 1 cycle par seconde). Quant aux vibrations continues, elles doivent généralement faire l'objet d'études spéciales. Ainsi, pour les planchers à longue portée, utilisés pour des activités humaines rythmiques, il est recommandé, dans la référence [3.6], de faire une analyse dynamique si la fréquence fondamentale du plancher est inférieure à 6 hertz.

Les critères de contrôle des vibrations transitoires d'un plancher, présentés dans la version 1989 de la référence [3.16], sont exprimés en fonction de l'accélération maximale des vibrations résultant d'un coup de talon, de la fréquence fondamentale du plancher et de l'amortissement. Le coup de talon représente la sollicitation dynamique causée par une personne de poids normal qui se hisse sur le bout des pieds et se laisse tomber sur les talons.

L'abaque utilisé pour les calculs est présenté sur la figure 3.7. En ordonnée, on trouve l'accélération maximale, en pourcentage de l'accélération gravitationnelle (% g), et en abscisse, la fréquence fondamentale du plancher. Trois seuils de tolérance correspondant à une capacité d'amortissement de 3 %, 6 % et 12 % sont présentés sur l'abaque. Ainsi, le seuil de tolérance des vibrations transitoires correspond à une accélération maximale de ces vibrations égale à 5 % g, si la capacité d'amortissement est de 6 % et si la fréquence fondamentale du plancher se situe entre 1 et 8 hertz, fréquences pour lesquelles les personnes peuvent percevoir le plus facilement les vibrations. Pour des fréquences supérieures à 8 hertz, le seuil de tolérance augmente.

En utilisant l'abaque de la figure 3.7, on limite l'accélération des vibrations dues au coup de talon en fonction de l'amortissement. Selon la référence [3.20], l'abaque ne tient pas compte du couplage possible des harmoniques lors de la marche régulière des occupants d'un bâtiment (plusieurs coups de talon successifs). Il est donc possible qu'on abaisse les seuils de tolérance, ce qui signifie que, pour une même valeur de a_o, il faudrait plus d'amortissement.

Pour utiliser l'abaque de la figure 3.7, il faut calculer la fréquence fondamentale du plancher, dénotée f, et l'accélération maximale des vibrations (a_o), ce qui donne l'abscisse et l'ordonnée d'un point sur l'abaque. En portant ce point sur le graphique, on obtient le pourcentage d'amortissement requis en interpolant entre les seuils de tolérance. Par exemple, si les calculs ont donné $f = 7$ Hz et $a_o = 6$ % g, il faut environ 7 %

d'amortissement selon l'abaque. En effet, le seuil de tolérance d'une telle accélération se situe à ce niveau.

Le pourcentage d'amortissement disponible dans le plancher est plus difficile à évaluer que les paramètres f et a_0. Il dépend du type de plancher et de la présence d'éléments comme les cloisons, les meubles, les canalisations, les faux plafonds et la finition des planchers. Pour un plancher avec dalle participante, faux plafonds, canalisations et finition de planchers (tuiles, tapis, etc.), le pourcentage d'amortissement est d'environ 5 %. Les cloisons peuvent faire augmenter de façon significative l'amortissement, particulièrement si elles sont espacées d'au plus 6 mètres et placées dans les deux directions (poutres et poutres principales). Dans de telles conditions, on peut ajouter 6 % à l'amortissement disponible, ce qui donne environ 11 % pour le plancher précédent.

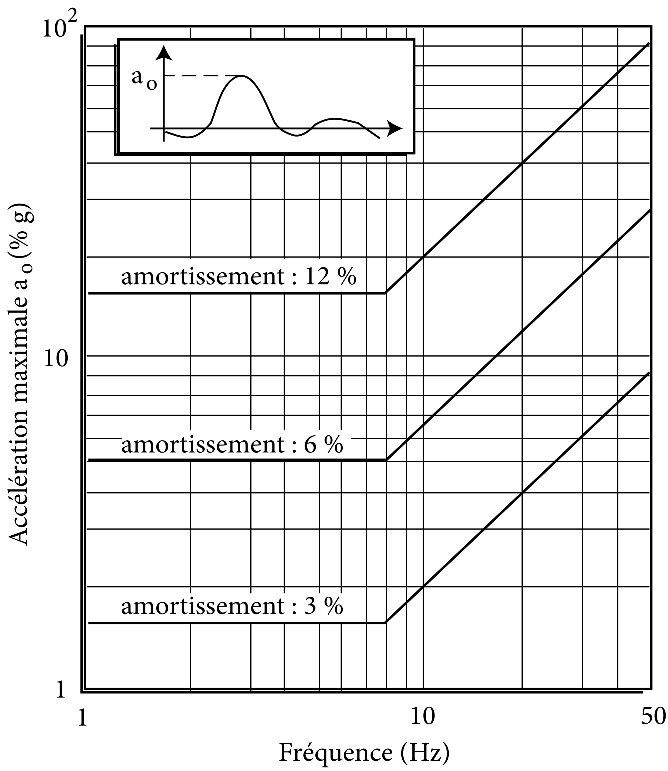


FIGURE 3.7 Seuils de tolérance des vibrations de plancher de bâtiments, dues à la circulation des occupants

Pour déterminer la fréquence fondamentale d'un plancher (f), il faut d'abord calculer la fréquence des poutres, dénotée f_1 et celle des poutres principales, dénotée f_2. La fréquence f est égale à l'inverse de la racine carrée de la somme des inverses au carré des fréquences f_1 et f_2 (calcul similaire à celui d'une moyenne harmonique). On a donc les équations suivantes :

$$\frac{1}{f^2} = \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} \tag{3.9}$$

$$f = \frac{1}{\sqrt{\dfrac{1}{f_1^2} + \dfrac{1}{f_2^2}}} \tag{3.10}$$

Les fréquences f_1 et f_2 sont données par :

$$f_1 \text{ ou } f_2 = 156 \sqrt{\frac{E\, I_T}{w\, L^4}} \tag{3.11}$$

Dans cette équation, L est la portée de la poutre ou de la poutre principale (mm), I_T est le moment d'inertie de la section homogénéisée (mm^4)[3.3] et w est le poids de la poutre ou de la poutre principale, incluant la dalle, en N/mm (E = 70 000 MPa). Pour calculer I_T, on utilise la largeur réelle de la dalle de béton (non pas la largeur efficace), égale à l'espacement des poutres ou des poutres principales. De plus, on calcule I_T à l'aide de ces équations même pour un plancher non mixte. La largeur de la dalle utilisée pour le calcul de I_T est également celle utilisée pour évaluer w.

L'accélération maximale résultant d'un coup de talon, en pourcentage de l'accélération gravitationnelle, est donnée par :

$$a_o = \frac{60\, f}{q\, BL} \tag{3.12}$$

Dans cette équation, q est le poids total du plancher en kN/m^2 (poids propre + les charges permanentes additionnelles) ; le produit BL, en mètres carrés, est donné par l'équation suivante, si les fréquences des poutres et des poutres principales, f_1 et f_2 respectivement, sont semblables (du même ordre de grandeur) :

$$BL = \left(\frac{f}{f_1}\right)^2 B_1\, L_1 + \left(\frac{f}{f_2}\right)^2 B_2\, L_2 \tag{3.13}$$

Pour une poutre, B_1 est égal à 40 t_e où t_e est l'épaisseur équivalente de la dalle de béton, tenant compte des nervures (t_e = volume/surface de la dalle, en mètre). Pour une poutre principale, B_2 est égal à la largeur de la dalle tributaire de cette poutre.

On peut calculer l'épaisseur équivalente de béton (t_e) en divisant le poids de la dalle au mètre carré par le poids du béton par mètre cube (= 22,5 kN/m^3 pour du béton de densité normale). Le poids de la dalle au mètre carré dépend des caractéristiques géométriques des tôles nervurées et de l'épaisseur de béton au-dessus des nervures. Cette valeur est généralement donnée dans les tables servant à choisir le coffrage en tôles nervurées.

Si les poutres s'appuient sur un élément très rigide, tel un mur, la fréquence f_1 est beaucoup plus faible que celle de l'élément support (f_2). Dans ce cas, $f = f_1$ et $BL = B_1 L_1$.

Il existe, de nos jours, des logiciels qui permettent d'obtenir les caractéristiques vibratoires des structures et, par conséquent, des planchers du type traité dans cette section. L'usage de ces programmes devient de plus en plus la règle et facilite la tâche de l'ingénieur.

3.7.4 Vibration des structures

Les vibrations dans les structures sont généralement induites par des charges appliquées soudainement, par des charges cycliques imposées mécaniquement ou par l'écoulement de fluides, tel l'air, autour des pièces.

Les vibrations peuvent indisposer, mais elles sont surtout susceptibles d'entraîner à plus ou moins brève échéance la rupture par fatigue des pièces. Il faut donc chercher à les contrer. Il faut surtout prêter attention aux structures soudées pour trois bonnes raisons: parce que le soudage augmente les risques de fatigue en créant des imperfections, réduit la résistance des pièces et réduit, de plus, la capacité d'amortissement de la structure.

Pour contrer les vibrations, il faut connaître les caractéristiques vibratoires de la force appliquée ainsi que de la structure ou de l'élément sollicité. Lorsque les fréquences se rapprochent trop, le risque est grand que la structure entre en résonance, c'est-à-dire qu'elle se mette à vibrer hors de tout contrôle. En pratique, on s'assure que la fréquence naturelle de la structure est inférieure à la moitié, ou supérieure au double de la fréquence de la force perturbatrice.

L'analyse des vibrations est complexe. À défaut de programmes d'ordinateur adaptés à ce type de calcul, les évaluations doivent être effectuées manuellement en faisant appel à des équations pratiques mais généralement sécuritaires. Ces équations ont le défaut d'être très limitées dans leurs applications. L'information qui suit a été empruntée aux références [3.4, 3.20 et 3.21]. Pour l'analyse de cas plus complexes, le lecteur est invité à consulter des ouvrages plus spécialisés.

Fréquence naturelle de poutres simples

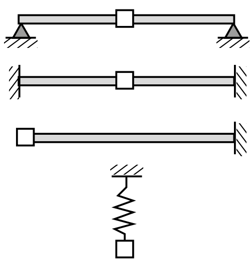
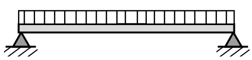
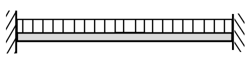
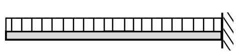
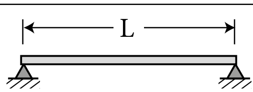
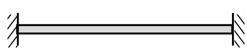
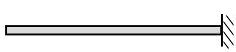
La fréquence naturelle de vibration (f) de pièces retenues de façon élastique à leurs extrémités et chargées peut être évaluée à l'aide de l'équation (3.14):

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta}} = \frac{K_{f_1}}{\sqrt{\delta}} \quad \text{(Hertz)} \tag{3.14}$$

Lorsque les pièces ne sont pas chargées, la fréquence naturelle de vibration est évaluée à l'aide de l'équation (3.15) :

$$f = K_{f_2} \frac{r}{L^2} \qquad \text{(Hertz)} \tag{3.15}$$

Dans ces équations, g est l'accélération due à la gravité terrestre (9,81 m/s²), δ (mm) est la flèche maximale de la pièce causée par son propre poids ainsi que par la charge concentrée ou distribuée qui la sollicite, r (mm) est le rayon de giration de la section de la pièce et L (mm) est la portée. Les coefficients K_{f1} et K_{f2} sont présentés sur la figure 3.8 pour différents cas de chargement et de retenue élastique aux extrémités des pièces.

Conditions de chargement et de retenue	Description	K_{f_1} *	K_{f_2} **
A) 	charge concentrée sur poutre de faible masse ou accrochée à un ressort	15,8	
B) 	charge uniformément répartie sur poutre simplement appuyée à ses extrémités	17,9	
C) 	charge uniformément répartie sur poutre encastrée aux extrémités	17,9	
D) 	charge uniformément répartie sur poutre en porte-à-faux	19,6	
E) 	poutre non chargée sur appuis simples		79×10^5
F) 	poutre non chargée encastrée à ses extrémités		178×10^5
G) 	poutre non chargée en porte-à-faux		28×10^5

* $f = \dfrac{K_{f_1}}{\sqrt{d}}$ (Équation 3.14) ** $f = K_{f_2} \dfrac{r}{L^2}$ (Équation 3.15)

FIGURE 3.8 Fréquence naturelle de vibration de poutres sur supports élastiques

L'utilisation de la flèche dans l'équation (3.14) est, en fait, une méthode pratique de tenir compte de la rigidité et de la portée de la pièce, ainsi que de l'intensité et de la forme de la masse en mouvement avec la pièce lorsque cette dernière vibre.

Les équations (3.14) et (3.15) s'appliquent, peu importe que la pièce soit horizontale, verticale ou inclinée. Elles s'appliquent également aux treillis et aux autres types de pièces assemblées. Selon la référence [3.21], l'équation (3.14) avec K_{f1} égal à 15,8 peut être utilisée sans trop d'imprécision dans tous les cas illustrés sur la figure 3.8.

Il convient finalement de noter qu'il est possible que les modes supérieurs des poutres puissent être excités par une sollicitation imposée. Il faut en tenir compte.

Le cas des profilés tubulaires

Lorsque le vent souffle de façon régulière sur des profilés tubulaires (le plus souvent des pièces circulaires de bonnes dimensions, tels les lampadaires, les mâts ou les cheminées), l'écoulement de l'air autour de la pièce crée des tourbillons décalés dans le temps qui peuvent entraîner, lorsque les conditions sont favorables, une vibration non contrôlée de la pièce dans la direction perpendiculaire au vent (figure 3.9). Ce phénomène est bien connu et peut être évité.

La fréquence du mouvement tourbillonnaire est une fonction linéaire de la vitesse du vent et est donnée par l'équation suivante, dans laquelle la vitesse du vent (v) est exprimée en km/h, D est la dimension de la pièce en mm mesurée perpendiculairement au sens du vent, et S est une constante qui est fonction de la forme de la pièce et qui peut être considérée égale à 52[3.4] (0,2 lorsque v est en m/s et D en m)[3.21] :

$$f = \frac{S\,v}{D} \qquad \text{(Hertz)} \tag{3.16}$$

Lorsque la fréquence des tourbillons approche la fréquence naturelle de vibration de la pièce, des vibrations forcées se produisent et peuvent continuer à s'amplifier même si le vent varie d'intensité de 10 %, approximativement[3.21]. En général, les vents supérieurs à 80 km/h ne sont pas réguliers ; ils ont plutôt tendance à souffler en rafales. Par conséquent, si la fréquence naturelle de la pièce coïncide avec la fréquence du mouvement tourbillonnaire à des vitesses de vent supérieures à 80 km/h, il ne devrait pas se produire de vibrations forcées. À basse vitesse, même à moins de 8 km/h, le vent possède assez d'énergie pour faire vibrer la pièce. Par conséquent, il faut ajuster la fréquence naturelle de la pièce pour éviter que cette dernière entre en résonance pour toutes vitesses de vent inférieures à 80 km/h.

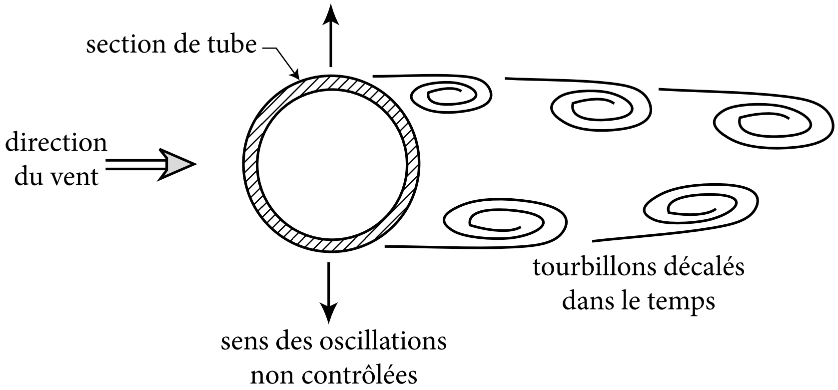


FIGURE 3.9 Décalage des tourbillons autour d'un tube sous sollicitation constante du vent

Pour des pièces tubulaires simplement supportées, cette considération limite le rapport longueur/diamètre à des valeurs inférieures à 30 si on veut éviter les vibrations forcées.

Une autre façon d'aborder le problème, est d'exprimer l'équation (3.16) de façon à permettre l'évaluation de la vitesse de vent qui va causer les vibrations forcées de la pièce. Le paramètre *f*, dans l'équation (3.17) devient la fréquence de vibration naturelle de la pièce.

$$v = \frac{f\,D}{S} \qquad \text{(km/h)} \tag{3.17}$$

Connaissant la vitesse de vent critique, on s'assure que la pièce est dimensionnée de façon à ce que la vitesse de vent donnée par l'équation (3.17) soit au moins deux fois supérieure à la valeur critique[3.4].

Il faut, bien sûr, tenir compte de la composante longitudinale du vent dans le calcul de la pièce. Cette composante a tendance à exciter les vibrations dans la direction du vent en doublant la fréquence calculée précédemment, mais avec un apport d'énergie beaucoup moins élevé.

Reconnaissant le fait que les portiques de signalisation routière, généralement constitués de tubes d'aluminium circulaires soudés, ont été affectés et continuent d'être affectés par de sérieux problèmes de vibration et, par conséquent, de fissuration par fatigue, la référence [3.4] présente une solution pratique pour contrer les vibrations de ces structures. La méthode est déjà bien répandue et consiste à attacher au centre du portique un amortisseur mécanique du type de ceux illustrés sur la figure 3.10 (voir l'exemple de calcul 9.1, du chapitre 9).

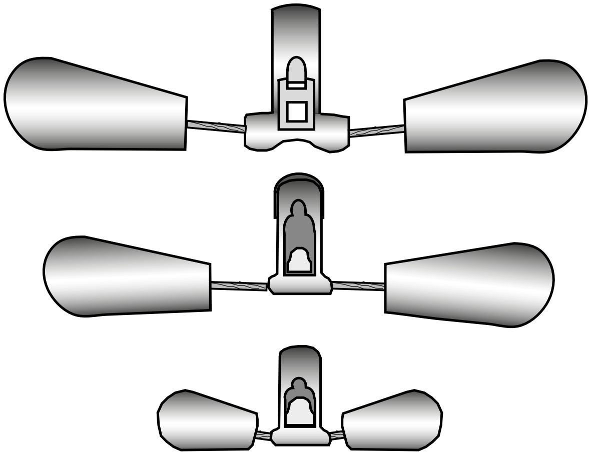


FIGURE 3.10 Amortisseurs mécaniques de type Stockbridge pour portiques de signalisation routière

Le cas des profilés ouverts

Le comportement dynamique des profilés ouverts, telles les cornières (seules ou regroupées), n'est pas aussi bien compris que celui des profilés tubulaires. Ils ont aussi tendance à vibrer dans le mode flexionnel, mais c'est définitivement le mode en torsion qui prédomine. Les vibrations sont fonction de l'angle d'attaque du vent, des dimensions de la pièce et de la vitesse du vent.

La fréquence naturelle de vibration (f) d'une pièce de section ouverte en torsion peut être évaluée à l'aide de l'équation suivante :

$$f = \frac{C_v}{\lambda_t L} \qquad \text{(Hertz)} \tag{3.18}$$

Dans cette équation, L est la longueur de la pièce en mm, C_v est une constante égale, dans le cas présent, à 80 x 10^5 et λ_t est le rapport d'élancement équivalent pour le flambement en torsion (voir les sections 5.6 et 5.11). La valeur de λ_t peut être évaluée approximativement à l'aide de l'équation suivante dans laquelle J est la constante de torsion de la pièce et I_P est le moment d'inertie polaire par rapport au centre de torsion (ou centre de cisaillement) de la section de la pièce (équation 3.20) :

$$\lambda_t = 5\sqrt{\frac{I_p}{J}} \tag{3.19}$$

$$I_p = I_x + I_y + A(x_o^2 + y_o^2) \qquad (\text{mm}^4) \tag{3.20}$$

Les termes de ces équations sont définis aux sections 5.11.2 à 5.11.4.

L'équation (3.19) s'applique lorsque la constante de gauchissement C_w est faible, ce qui est le cas des cornières. Une équation plus générale peut être obtenue pour tenir compte des cas ou C_w est plus appréciable, comme pour les profilés en C (voir la section 5.6.5) :

$$\lambda_t = \sqrt{\frac{I_p}{0{,}04J + \dfrac{C_w}{(KL)^2}}} \tag{3.21}$$

Le coefficient de longueur effective (K) dans l'équation (3.21) est généralement considéré égal à 1,0. On constate que l'influence de la constante de gauchissement diminue rapidement lorsque la longueur de la pièce augmente. L'équation (3.21) se réduit alors à l'équation (3.19).

L'équation (3.18) est assez générale pour être appliquée tant pour les vibrations en flexion qu'en torsion des pièces supportées à leurs deux extrémités. Pour la vibration flexionnelle, l'équation peut être écrite de la façon suivante lorsque la pièce est retenue simplement à ses extrémités :

$$f = \frac{C_v}{\lambda_f\, L} \qquad \text{(Hertz)} \tag{3.22}$$

Ainsi, λ_f est le rapport d'élancement de la pièce pour le flambement en flexion (KL/r), $C_v = 80 \times 10^5$ et f est la fréquence naturelle de vibration en flexion. Lorsque la pièce est encastrée, l'équation demeure la même, mais la constante C_v est égale à 92×10^5.

En introduisant l'équation (3.18) ou (3.22) dans l'équation (3.17), on obtient l'équation suivante qui fait le lien entre les caractéristiques géométriques de la pièce et la vitesse du vent qui va causer les déformations forcées :

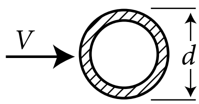
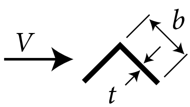
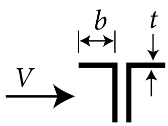
$$v = \frac{1{,}5 \times 10^5}{\lambda\,(L/D)} \qquad \text{(km/h)} \tag{3.23}$$

Dans cette équation, le rapport d'élancement λ, tient compte du flambement en flexion ou en torsion. Il est démontré, dans la référence [3.4], que l'équation (3.24) donne une meilleure estimation de la vélocité critique du vent, lorsque l'équation théorique est comparée aux résultats de 26 essais de vibration en soufflerie sur des pièces ouvertes.

$$v = \frac{10^5}{\lambda\,(L/D)} \qquad \text{(km/h)} \tag{3.24}$$

Pour une utilisation pratique de cette information, il faut considérer des vitesses de vent et, à l'aide de l'équation (3.24), identifier les élancements (KL/r) limites des pièces qui permettraient d'éviter les vibrations forcées[3.4]. En reconnaissance du fait que les problèmes de vibration sont plus fréquents pour des vents uniformes de faible intensité que pour des vents de vitesse élevée, des vitesses de vent de 30 et de 50 km/h sont retenues. La vitesse de 30 km/h est une vitesse uniforme maximale pour des conditions normales de terrain (vallons, arbres et végétation, bâtiments) et la vitesse de 50 km/h est plus représentative des espaces non obstrués (terrains plats, surface de l'eau).

Les résultats sont présentés sur la figure 3.11 pour quelques géométries courantes de pièces. Les calculs ont été faits à l'aide de l'équation (3.24) avec $K = 1{,}0$ et des valeurs moyennes des rayons de giration pour chaque catégorie de pièces. Il convient de noter que ces valeurs sont approximatives et qu'elles ne servent qu'à guider l'utilisateur. Ce dernier a aussi avantage à tenir compte de son expérience et de l'information qu'il peut obtenir de l'observation de structures qui se comportent de façon convenable.

Type de pièce	Type de vibration	Élancement limite	
		v = 30 km/h	v = 50 km/h
	Flexion	$\frac{L}{r} \leq 95$	$\frac{L}{r} \leq 77$
	Flexion	$\frac{L}{r} \leq 103$	$\frac{L}{r} \leq 84$
	Torsion	$\frac{L}{t} \leq 410$	$\frac{L}{t} \leq 270$
	Flexion	$\frac{L}{r} \leq 100$	$\frac{L}{r} \leq 82$
	Torsion	$\frac{L}{t} \leq 580$	$\frac{L}{t} \leq 390$

$\xrightarrow{V}$ = direction du vent v = vitesse du vent

FIGURE 3.11 Recommandations pratiques pour le calcul des vibrations éoliennes

Fabrication d'un treillis de type Warren en aluminium

Installation d'une passerelle piètonnière de 25 m en aluminium

PHOTOS : ALEXANDRE DE LA CHEVROTIÈRE, TECHNOMARINE

3.7.5 LIMITES D'ÉLANCEMENT

Les limites d'élancement présentées dans cette section ne constituent plus une partie obligatoire des normes canadienne et américaine sur l'aluminium (respectivement les référence [3.1] et [3.13]). Elles ont été jugées trop arbitraires pour faire partie du corps principal des recommandations de ces normes, bien que leur utilisation ne soit pas contestée. C'est la raison pour laquelle elles ont été déplacées à l'annexe H de la référence [3.1].

Pour éviter les vibrations ou les déformations excessives dans les charpentes, le concepteur limite généralement l'élancement des pièces. Les limites d'élancement proposées en annexe de la référence [3.1] pour les charpentes d'aluminium sont présentées dans cette section. Dans les équations suivantes, L est la longueur de la pièce, r est le rayon de giration, K est le coefficient de longueur effective défini au chapitre 5, f est la contrainte de traction permanente minimale dans la pièce (MPa) et F_e est l'équation d'Euler, qui prend la forme suivante (voir l'équation 3.32 à la section 3.8.3) :

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \qquad \text{(MPa)} \tag{3.25}$$

Pour les ailes des pièces assemblées sollicitées en compression :

$$\frac{KL}{r} < 120 \tag{3.26}$$

Pour les âmes des pièces assemblées (diagonales) sollicitées en compression :

$$\frac{KL}{r} < 150 \tag{3.27}$$

Pour les pièces en traction :

$$\frac{KL}{r} < 250\sqrt{1 + \frac{f}{F_e}} \tag{3.28}$$

Dans l'équation (3.28), le terme sous la racine carrée n'est considéré que lorsqu'un effort de traction permanent sollicite la pièce en traction.

Pour les tubes exposés au vent :

$$\frac{KL}{r} < 100 \tag{3.29}$$

Pour les cornières doubles exposées au vent :

$$\frac{b}{t} < \frac{32\,000}{L} \tag{3.30}$$

Dans l'équation (3.30), b et t sont respectivement la largeur et l'épaisseur exprimées en mm, de l'aile la plus large des cornières formant la pièce assemblée (voir la figure 5.31). En principe, cette limite devrait assurer que la fréquence naturelle de vibration en torsion des pièces excède 50 Hertz.

Les limites d'élancement sont des règles de bonne pratique. Ce sont donc des règles empiriques qui n'ont pas de véritables justifications mathématiques. L'équation (3.29), qui découle de l'étude présentée à la section 3.7.4, en est un bon exemple. La limite d'élancement de 100 est plus libérale que les limites présentées dans la figure 3.11 pour les tubes, mais elle a été retenue parce qu'elle a été utilisée sans être contestée à ce jour.

3.8 CONSIDÉRATIONS DE STABILITÉ

3.8.1 Mise au point

Les considérations de stabilité sont très importantes dans les charpentes en aluminium. En fait, elle le sont aussi dans les charpentes d'acier, sauf que la norme canadienne pour le calcul des bâtiments[3.16] contourne le problème du voilement local des pièces en imposant des limites à l'élancement (b/t ou h/w) des composantes des sections. Il faut donc se référer à la norme de calcul des charpentes d'acier à parois minces[3.22] pour le dimensionnement des pièces à section élancée (classe 4). Par contre, la référence [3.1], comme toutes les autres normes de calcul des charpentes d'aluminium, couvre toutes les classes de sections. C'est essentiellement ce qui, en apparence, rend cette norme plus complexe à utiliser. La référence [3.1] a adopté des mesures très strictes, du moins plus contraignantes que dans sa version précédente, concernant la stabilité et la rigidité ou flexibilité des charpentes d'aluminium. Ces mesures sont, entre autres, tirées de la référence [3.13]. Il est désormais obligatoire de tenir compte des effets des imperfections géométriques, ainsi que des effets $P–\Delta$ et $P–\delta$ dans l'analyse des charpentes d'aluminium. Ces considérations de stabilité sont décrites dans les sections qui suivent et les exigences liées au contrôle de la flexibilité des charpentes d'aluminium seront présentées dans les chapitres 5 et 6.

3.8.2 Classification

Pour les fins de calcul, on peut classer les phénomènes d'instabilité en trois grandes catégories :

- voilement des parois ;
- flambement des pièces ;
- instabilité globale de type $P–\Delta$.

Le voilement des parois et le flambement des pièces feront l'objet de nombreuses analyses dans les chapitres 5 et 6, où l'on verra que la compression, la flexion et le cisaillement jouent un rôle prépondérant dans le dimensionnement des pièces. Dans la section suivante, on étudiera le phénomène communément appelé « effet $P–\delta$ », qui est à la base du flambement des pièces.

Le phénomène d'instabilité globale, comme son nom le laisse entrevoir, concerne la charpente toute entière. Il sera traité en détail un peu plus loin dans la présente section. Nous avons vu précédemment que les effets de type P–Δ peuvent être importants dans les charpentes d'aluminium, en raison de la souplesse relative du matériau. Il est donc essentiel de bien connaître le phénomène et de savoir comment en tenir compte. Même si les modèles de charpentes utilisés dans la présentation comportent des assemblages rigides, ce qui est peu fréquent dans les charpentes d'aluminium, les concepts sont les mêmes et les méthodes présentées s'appliquent très bien aux charpentes simples constituées de pièces biarticulées et contreventées, qui caractérisent les charpentes d'aluminium.

La figure 3.12 illustre les différents phénomènes d'instabilité que l'ingénieur doit considérer dans le calcul des charpentes.

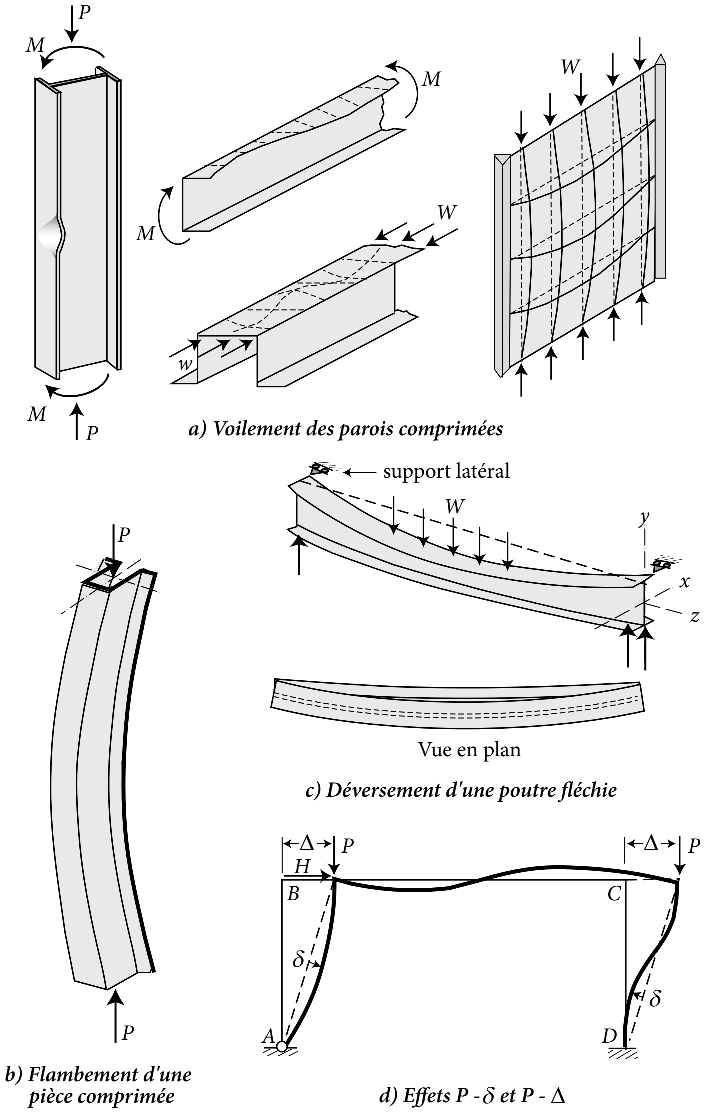
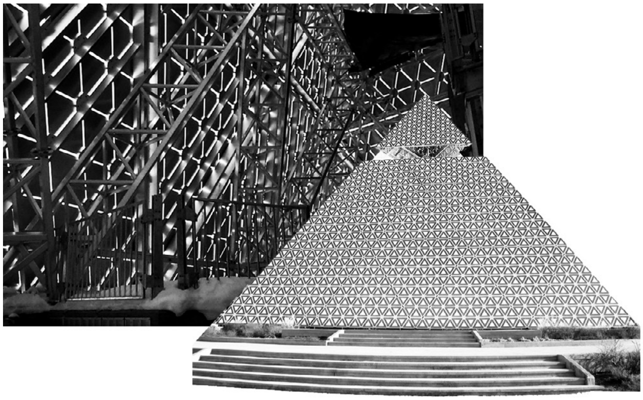


FIGURE 3.12 Illustration des phénomènes d'instabilité



Pyramide en aluminium de La Baie, Saguenay PHOTO : ANDRÉ POULIN, REMAC

3.8.3 Instabilité élastique et effet $P - \delta$

Le phénomène de l'instabilité élastique des pièces comprimées est bien connu [3.3, 3.23, 3.27]. Il s'agit de la caractéristique d'une pièce comprimée de subir soudainement des éformations latérales disproportionnées par rapport aux faibles accroissements de la charge. Le phénomène se perçoit intuitivement. Des essais simples de compression sur de petites pièces minces (baguettes, règles de plastique) démontrent facilement l'existence de ce qu'il est convenu d'appeler le flambement des pièces. Le phénomène de flambement élastique se produit d'autant plus facilement que la pièce est élancée.

Euler a proposé une solution analytique simple pour le calcul de la charge critique de flambement[3.27.] Le modèle consiste en un poteau parfaitement droit, articulé à ses extrémités et suffisamment élancé pour flamber avant qu'aucune fibre de la section ne se plastifie. Pour satisfaire ce dernier critère, il faut bien sûr tenir compte de la présence des contraintes résiduelles dans la section.

Considérons une pièce en position déformée et étudions dans quelles conditions l'équilibre indifférent est possible. Si z et v représentent respectivement l'axe longitudinal et la déformation latérale de la pièce montrée sur la figure 3.13, on peut écrire à partir des formules élémentaires de la résistance des matériaux :

$$\frac{d^2 v}{d z^2} = -\frac{M}{EI}$$

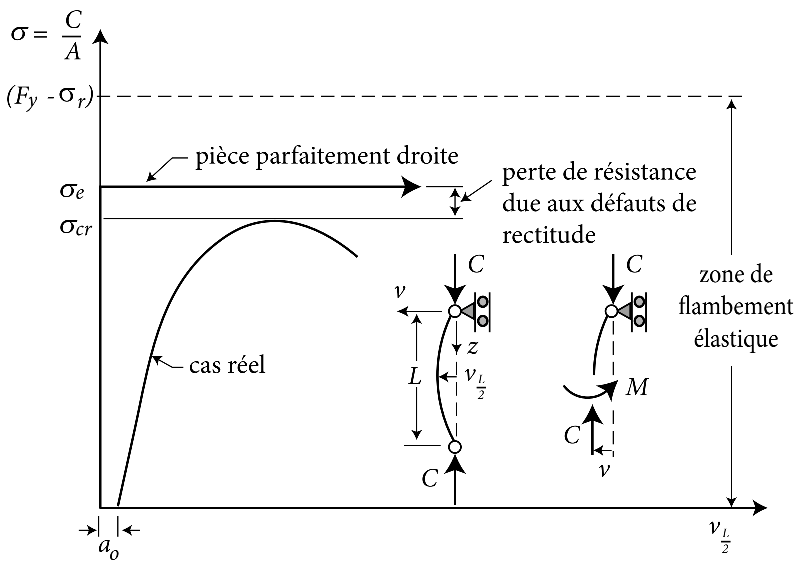


FIGURE 3.13 Courbe contrainte déformation d'une pièce comprimée dans le domaine élastique

Dans cette équation, E est le module d'élasticité du matériau et I est le moment d'inertie de la section pour l'axe autour duquel se produit le flambement. La valeur du moment (M) est obtenue en faisant l'équilibre des efforts sur le diagramme de corps libre de la figure 3.13.

$$M = C\,v$$

En combinant ces deux dernières équations, on obtient l'équation suivante où $k^2 = C/EI$:

$$\frac{d^2 v}{d z^2} + k^2 v = 0$$

La solution de cette équation différentielle homogène donne l'équation de la déformée:

$$v = A \cos k z + B \sin k z$$

On détermine les constantes d'intégration A et B en considérant les conditions limites. Ainsi, à $z = 0$, la flèche latérale v est nulle, ce qui donne $A = 0$ et:

$$v = B \sin k z$$

À $z = L$, $v = 0$ et on obtient $B \sin k L = 0$.

La constante B ne peut être nulle, car d'après l'équation qui précède, v serait nul quel que soit z, ce qui contredit l'hypothèse de départ. On a donc:

$$\sin k\,L = 0$$

L'équilibre indifférent est donc possible si :

$$k = \sqrt{\frac{C}{EI}} = \frac{n\,\pi}{L}$$

Dans cette équation, n est un nombre entier (1, 2, 3…) représentant en quelque sorte le nombre de boucles sinusoïdales d'égales longueurs caractérisant le mode de flambement de la pièce. Ainsi,

$$v = B \sin \frac{n\,\pi}{L}\,\mathrm{z}$$

La constante *B*, qui représente l'amplitude de la déformée à la mi-hauteur de la pièce est indéfinie. Pour une pièce parfaite, elle est théoriquement nulle jusqu'au flambement.

Pour la pièce de la figure 3.13, $n = 1$ et la charge critique (ou charge d'Euler, C_e) requise pour garder la pièce dans cette position déformée est donnée par :

$$C_e = \frac{\pi^2\,EI}{L^2} = \frac{\pi^2\,EA}{(L/r)^2} \tag{3.31}$$

La contrainte critique est obtenue en divisant la charge critique par l'aire de la section.

$$\sigma_e = \frac{C_e}{A} = \frac{\pi^2\,E}{(L/r)^2} = \frac{\pi^2\,E}{\lambda^2} \tag{3.32}$$

Le paramètre r de l'équation (3.32) est le rayon de giration de la section, égal à $\sqrt{I/A}$. On obtient la plus petite contrainte critique et, par conséquent, la plus petite valeur de C_e, si on utilise le rayon de giration minimal de la section.

L'équation (3.32), rappelons-le, n'est valide que lorsque la charge n'induit pas de plastification dans la section avant le flambement. En tenant compte de la présence des contraintes résiduelles (σ_r), la limite d'application de l'équation 3.32) est donc égale à ($F_y - \sigma_r$). Au-delà de cette contrainte, la plastification apparaît graduellement dans la pièce sous l'action combinée des contraintes axiales dues à la charge croissante et des contraintes résiduelles.

La figure 3.13 montre l'allure de la courbe des contraintes en fonction de la flèche latérale à la mi-hauteur d'un poteau droit se comportant élastiquement. Le poteau demeure droit dans sa position d'équilibre jusqu'à ce que la contrainte σ_e soit atteinte ; c'est alors que survient la rupture caractérisée par l'apparition soudaine d'une déformation latérale importante dont la valeur ne peut être estimée mathématiquement. Ce phénomène s'appelle bifurcation d'équilibre.

Ce cas hypothétique n'a qu'un intérêt académique puisqu'aucune pièce n'est parfaitement droite ou sollicitée selon l'axe longitudinal de façon parfaite. De plus, le matériau est rarement homogène et la distribution des contraintes résiduelles n'est pas uniforme. La combinaison de ces effets a pour conséquence qu'il y a toujours une imperfection initiale qui sert d'amorce à la déformation latérale de la pièce dès le début du chargement en compression.

Si l'amplitude de la déformée initiale à la mi-hauteur de la pièce montrée sur la figure 3.14 est égale à a_o, l'application de la charge de compression (C) produit un moment fléchissant à cet endroit, égal à $C a_o$, qui force la pièce à se déformer davantage qu'une quantité a_1 avant que la pièce ne se stabilise de nouveau. À cet instant, le moment à la mi-hauteur est devenu $C\,(a_o + a_1)$. À mesure que la charge C augmente, ce moment s'accroît proportionnellement à la déformée, et de plus en plus rapidement, pour atteindre un point où, pour maintenir l'équilibre, on se voit forcé de réduire la charge (voir la figure 3.13). Ce phénomène d'instabilité se produit à une charge C_{cr} appelée charge critique de flambement, légèrement inférieure à la charge théorique d'Euler (C_e). La résistance au flambement élastique des pièces réelles est donc dénotée C_{cr}.

On constate, à l'examen de la figure 3.13, que le comportement des pièces réelles, possédant des défauts de rectitude, montre une perte de rigidité assez significative avant la rupture, comparé au comportement théorique, et une perte de résistance plus ou moins marquée dépendant de l'intensité des imperfections initiales.

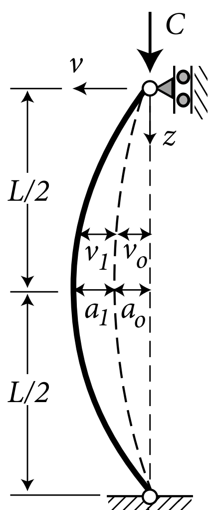


FIGURE 3.14 Pièce avec défauts de rectitude

Se référant à la figure 3.14, le moment fléchissant interne à une coupe quelconque, localisée par la variable z, se calcule à l'aide de l'équation suivante où on fait intervenir la notion de courbure :

$$M = C(v_o + v_1) = -EI\frac{d^2 v_1}{dz^2} \tag{3.33}$$

L'équation différentielle non homogène ainsi obtenue peut s'écrire de la façon suivante, où $k^2 = C/EI$:

$$\frac{d^2 v_1}{dz^2} + k^2 v_1 = -k^2 v_o \tag{3.34}$$

La solution de l'équation différentielle (3.34) dépend de la fonction v_o. On admet généralement que la courbure initiale a une forme sinusoïdale décrite par $v_o = a_o \sin(\pi z/L)$. Avec cette fonction, on peut obtenir la solution de l'équation différentielle (3.34) et calculer la valeur de la flèche latérale au centre du poteau[3.26].

$$v_{L/2} = \left(\frac{1}{1-\dfrac{C}{C_e}}\right)a_o = \left(\frac{1}{1-\dfrac{C\,L^2}{\pi^2\,EI}}\right)a_o \tag{3.35}$$

Pour évaluer la capacité réelle des pièces comprimées, on utilise généralement une déviation initiale a_o égale à un millième de la distance comprise entre les points de retenue ($a_o = L/1000$).

La déformée finale (v), correspondant au flambement, ou la valeur maximale de la flèche au centre de la pièce (a), peut donc être simplement obtenue en multipliant v_o ou a_o par le terme entre parenthèses dans l'équation (3.35). Ce terme, communément appelé coefficient d'amplification, est non linéaire et est une fonction de la charge C.

$$U_1 = \frac{1}{1 - \dfrac{C}{C_e}} \tag{3.36}$$

La solution de l'équation différentielle (3.34), dérivée pour les pièces imparfaites, démontre que la charge critique (C_{cr}) est égale à la charge d'Euler (C_e), obtenue de l'équation (3.31) pour les pièces droites. On atteint en effet la charge critique, donc l'instabilité, lorsque $v_{L/2}$ tend vers l'infini, c'est-à-dire lorsque le rapport C/C_e de l'équation (3.38) tend vers 1,0. En considérant les défauts de rectitude, on a donc obtenu une diminution théorique de la rigidité mais pas une diminution de la résistance théorique (voir la figure 3.13).

L'étude du phénomène $P - \delta$, soit l'étude de l'influence de la charge axiale sur la résistance flexionnelle des pièces déformées par la flexion, peut devenir beaucoup plus complexe lorsqu'on considère aussi l'influence de charges transversales appliquées le long de la pièce. Cette étude, dont un traitement complet peut être trouvé dans la référence [3. 3], dépasse largement le cadre du présent ouvrage.

3.8.4 Instabilité globale de type $P - \Delta$

Il convient, à cette étape-ci, d'introduire quelques notions fondamentales sur la stabilité des charpentes, de définir ce qu'il est convenu d'appeler les effets $P - \Delta$ et de présenter quelques techniques simples d'analyse du deuxième ordre (analyse $P - \Delta$) pour assister l'ingénieur dans ses calculs[3.3].

Lorsque les charges de gravité agissent sur une charpente *déformée* latéralement sous l'effet des charges latérales (vent, séisme), elles forcent la charpente à se déformer davantage latéralement, induisant ainsi des efforts supplémentaires dans la structure. Les moments fléchissants aux extrémités des pièces, à titre d'exemple, sont augmentés ou réduits d'une quantité $P\Delta$ où Δ est la flèche latérale amplifiée par les effets du deuxième ordre. Le modèle simple présenté sur la figure 3.15a illustre clairement cet effet.

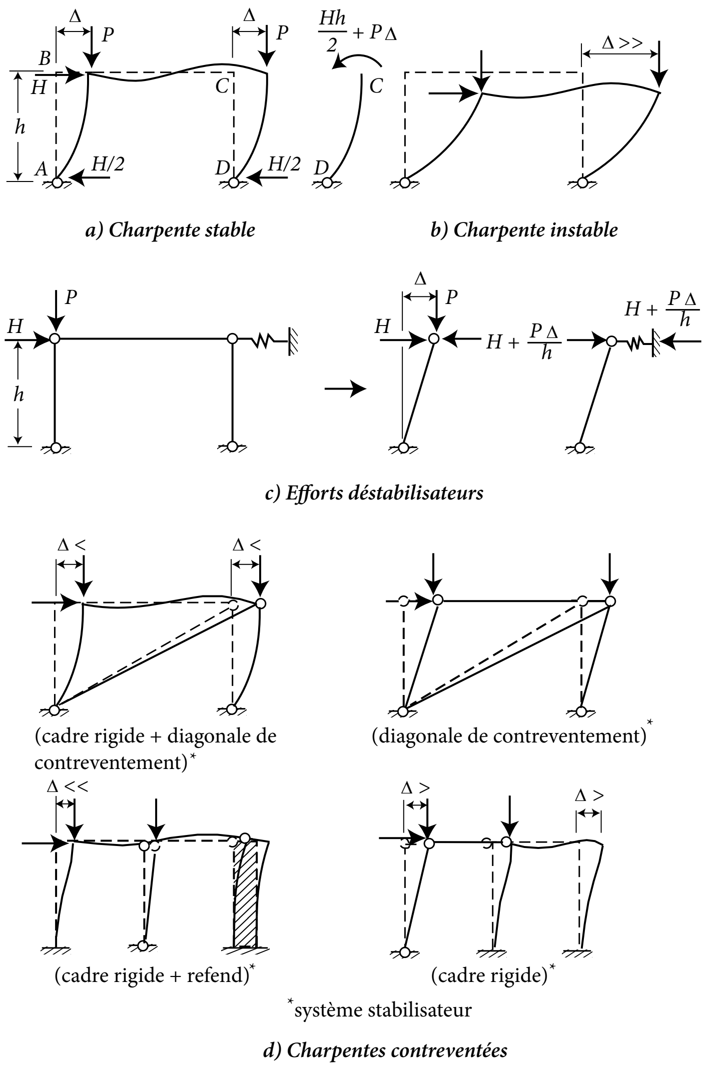


FIGURE 3.15 Stabilité des charpentes - Effets $P - \Delta$

Lampadaire en aluminium

PIIOTOs :MARCEL VALLIÈRES, MTQ 1

Amortisseur mécanique de type Stockbridge pour portiques de signalisation routière en aluminium

Si la charpente est stable, elle atteint une position d'équilibre à une certaine valeur de la flèche transversale Δ (figure 3.15a). Si la charpente est instable, le mouvement latéral ne s'arrête pas et conduit à la ruine de la structure (figure 3.15b). Lorsque la charpente est stabilisée par un système de résistance aux charges horizontales, les efforts déstabilisateurs horizontaux ($P\Delta/h$; figure 3.15c) sont repris par les éléments du système stabilisateur selon leur rigidité relative (figure 3.15d). Même si la charpente est contreventée, elle subit des déplacements latéraux.

Les charpentes *sollicitées uniquement par des charges de gravité* représentent un cas particulier qui, de façon très simple, peut être traité comme les autres cas. Si la charpente est géométriquement dissymétrique, les charges de gravité symétriques agissant sur la charpente causent un léger déplacement de l'ensemble de la structure (figure 3.16a). Si une charpente géométriquement symétrique est sollicitée par des charges de gravité dissymétriques, la structure subit également un déplacement latéral (figure 3.16b).

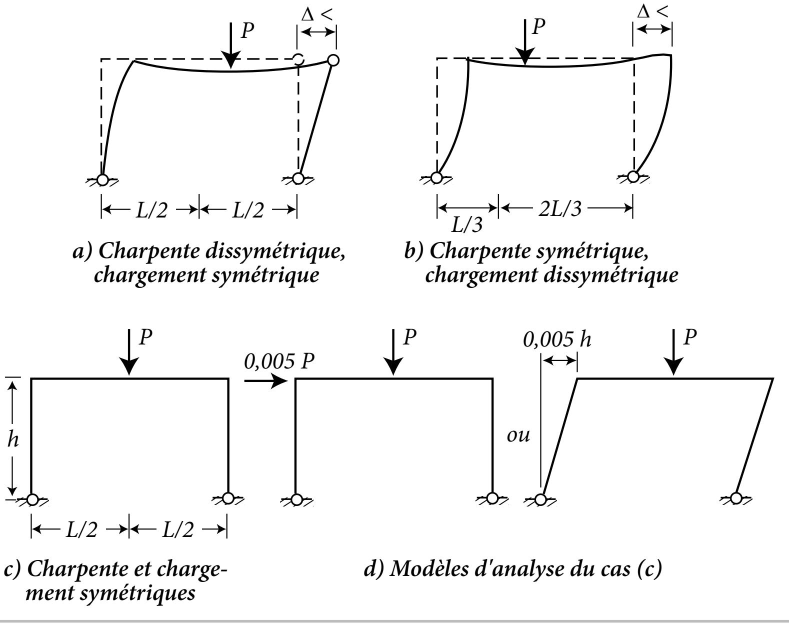


FIGURE 3.16 Stabilité des charpentes sollicitées uniquement par des charges de gravité

Lorsque, dans un cas hypothétique, une charpente symétrique est sollicitée par des charges de gravité disposées symétriquement (figure 3.16c), il est admis que la structure se déplace quand même latéralement puisque les charges de gravité, rarement parfaitement symétriques, agissent sur les défauts de verticalité des poteaux et les autres imperfections de la structure[3.28-3.31].

Quel que soit le cas, la référence [3.16] recommande qu'une charge horizontale *minimale*, égale à 0,5 % des charges de gravité pondérées appliquées sur le plancher de l'étage considéré, soit appliquée à cet étage. Cela est équivalent à calculer les effets $P - \Delta$ dans une structure déplacée latéralement d'une quantité égale à 0,005 fois la hauteur de l'étage (déplacement relatif égal à 0,005 h). Ce concept est illustré sur la figure 3.16d.

Une charge horizontale minimale de cet ordre transforme un problème de bifurcation d'équilibre en un problème de résistance flexionnelle. Pour cette raison, et parce qu'il a été démontré que les résultats obtenus simulent mieux la réalité, le concept de charge horizontale minimale *doit être considéré pour tous les cas de chargement* et non seulement comme une exigence minimale[3.16]. Il faut donc toujours additionner l'effet des charges horizontales minimales aux effets du deuxième ordre causés par les charges réelles sollicitant les structures.

Comme on peut le constater, une analyse de deuxième ordre de type $P - \Delta$ permet une évaluation simple et rationnelle de la distribution des efforts dans à peu près n'importe quel type de charpente de bâtiment rencontré dans la pratique. Les seules limites sont celles imposées par le *type d'analyse du deuxième ordre* considéré. De plus, lorsqu'elle est combinée à une méthode de dimensionnement appropriée, cette approche apporte une solution simple à chacun des nombreux problèmes inhérents à la méthode traditionnelle de dimensionnement qui fait intervenir le concept de coefficient de longueur effective.

Examinons maintenant quelles sont les options qui s'offrent à l'ingénieur pour l'analyse de la stabilité des charpentes.

3.8.5 Méthode exacte d'analyse $P - \Delta$

Une analyse élastique du deuxième ordre, réalisée à l'aide d'un logiciel conçu à cet effet, est un processus itératif qui converge généralement très rapidement.

La méthode exacte d'analyse du deuxième ordre la plus performante est celle qui fait appel aux éléments finis et qui, en plus de tenir compte correctement des effets P-δ et P-Δ dans les charpentes tridimensionnelles, permet de considérer le comportement en plasticité des matériaux, l'influence des contraintes résiduelles et des imperfections géométriques, l'influence de la torsion et du gauchissement, l'interaction entre les profilés et les diaphragmes (planchers, refends), l'influence des assemblages à rigidité variable, etc.

Des méthodes matricielles élastiques plus simples ont été proposées pour utilisation sur mini- ou micro-ordinateurs[3.32]. Une seule itération permet souvent d'obtenir des résultats acceptables lorsque la structure n'est pas trop flexible.

Toutefois, pour la majorité des structures, il est suffisant de recourir à une technique d'analyse élastique simplifiée, itérative ou non, qui a déjà fait ses preuves. Les méthodes qui suivent peuvent être classées dans cette catégorie.

3.8.6 Méthode du facteur d'amplification

La méthode du facteur d'amplification est une des méthodes recommandées dans la référence [3.16] parce qu'elle est facile à comprendre, simple d'utilisation et suffisamment précise.

Pour bien comprendre la signification physique du « facteur d'amplification », il ne faut pas se contenter de l'utiliser ; il faut le dériver. C'est ce que nous ferons dans les quelques lignes qui suivent.

Par définition, le facteur d'amplification pour un étage donné d'un bâtiment est égal au rapport de la flèche horizontale calculée à l'aide d'une analyse du deuxième ordre (Δ_2) sur celle calculée à l'aide d'une analyse du premier ordre (Δ_1) :

$$U_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \tag{3.37}$$

Si, par conséquent, on désire évaluer le moment fléchissant de deuxième ordre (M_2) dans une pièce, connaissant U_2 et la valeur du moment fléchissant du premier ordre (M_1), il suffit de faire le produit de M_1 par U_2 ($M_2 = U_2\, M_1$).

L'équation (3.37) est plus ou moins pratique puisqu'elle exige l'utilisation d'un programme d'analyse du deuxième ordre pour évaluer Δ_2. Il existe toutefois une autre équation qui permet une évaluation simple et rapide de U_2 à l'aide seulement des résultats d'une analyse du premier ordre.

Supposons que chaque étage d'une charpente se comporte indépendamment des autres étages et que les moments additionnels dans les poteaux causés par les effets P-Δ soient équivalents à ceux causés par un effort horizontal $\Sigma\, C\, \Delta_2/h$ (voir la figure 3.15c). La rigidité transversale de l'étage dans le domaine élastique est alors égale à :

$$R_t = \frac{\text{effort horizontal}}{\text{déplacement horizontal}} = \frac{\Sigma V}{\Delta_1} = \frac{\Sigma V + \Sigma\, C\, \Delta_2/h}{\Delta_2} \tag{3.38}$$

Dans cette équation, h est la hauteur de l'étage, ΣC est la somme des charges axiales dans tous les poteaux de l'étage considéré et ΣV est la somme des efforts tranchants dans tous les poteaux de l'étage considéré ou, si l'on préfère, la somme des charges latérales appliquées à l'étage et au-dessus de l'étage. Les déplacements Δ_1 et Δ_2 sont évidemment les déplacements relatifs de l'étage considéré.

Si on isole Δ_2 dans l'équation (3.38), on obtient :

$$\Delta_2 = \left(\frac{1}{1 - \dfrac{\Sigma\, C\, \Delta_1}{\Sigma\, V\, h}} \right) \Delta_1 \tag{3.39}$$

Selon l'équation (3.37), le facteur d'amplification est égal à :

$$U_2 = \frac{1}{1 - \dfrac{\Sigma\, C\, \Delta_1}{\Sigma\, V\, h}} \tag{3.40}$$

Pour pouvoir utiliser cette importante équation dans la méthode de calcul aux états limites, il faut que les efforts et déplacements dans l'équation soient pondérés. L'équation (3.40) s'écrit alors de la façon suivante :

$$U_2 = \frac{1}{1 - \left(\dfrac{\Sigma\, C_f}{\Sigma\, V_f} \right) \left(\dfrac{\Delta_f}{h} \right)} \tag{3.41}$$

Il convient de préciser que les paramètres, dans cette équation, sont h la hauteur de l'étage considéré ; Δ_f, le déplacement relatif de l'étage, c'est-à-dire le déplacement de la partie supérieure de l'étage par rapport à sa base, causé par les charges horizontales *pondérées* sollicitant le bâtiment ; ΣC_f, la somme des charges axiales pondérées dans tous les poteaux de l'étage considéré, résultant de l'action des charges de gravité ; ΣV_f, la somme des efforts tranchants pondérés dans tous les poteaux de l'étage considéré, égale à la somme des charges latérales pondérées appliquées au-dessus de l'étage.

On constate, à l'examen de l'équation (3.41), que pour un étage de hauteur (h) et de flexibilité transversale ($\Delta_f / \Sigma V_f$) constantes, le facteur d'amplification ne varie qu'en fonction de la charge de gravité ΣC_f.

Pour l'analyse des effets du deuxième ordre, et particulièrement pour la méthode du facteur d'amplification, il est commode de séparer les moments dus aux charges de gravité, dénotés M_{fg}, de ceux dus à la charge transversale, dénotés M_{ft}. Le moment fléchissant incluant les effets de deuxième ordre est dénoté M_f. Ce moment est donné par l'équation (3.42) qui est à la base de la méthode du facteur d'amplification :

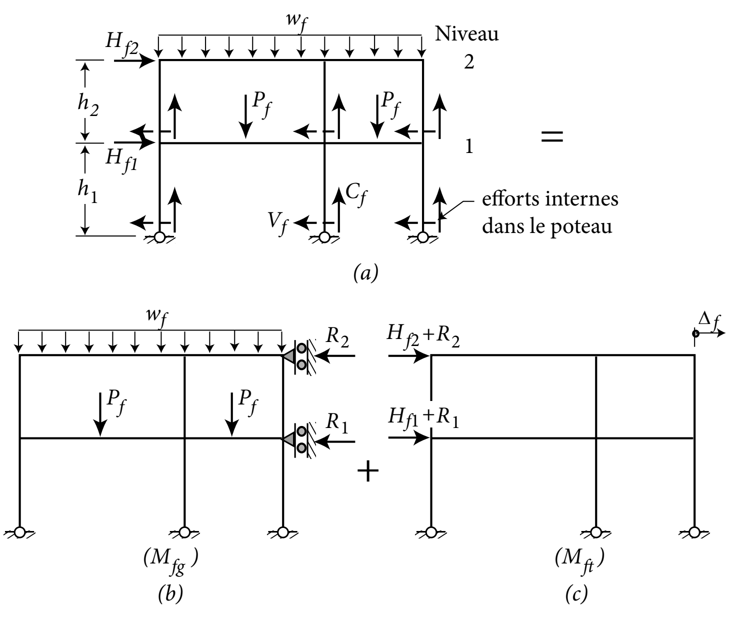
$$M_f = M_{fg} + U_2\, M_{ft} \tag{3.42}$$

Il s'agit, pour une structure comme celle montrée sur la figure (3.17) de séparer les effets des charges de gravité (indice g) de ceux des charges latérales ou transversales (indice t). Cette opération est rendue nécessaire parce que le facteur d'amplification (U_2) *ne s'applique qu'aux charges transversales*. Une erreur trop facilement commise est d'amplifier les moments fléchissants obtenus pour les charges de gravité et les charges transversales à l'aide de l'équation (3.41). Il en résulte un surdimensionnement.

Pour obtenir les moments fléchissant M_{fg}, il faut empêcher la charpente de se déplacer et procéder à une analyse du premier ordre à l'aide d'un programme d'ordinateur courant ou d'une méthode manuelle, en ne considérant que les charges de gravité. Ensuite, on obtient les moments fléchissants M_{ft} et les flèches Δ_f utilisées dans l'équation (3.41) en analysant la structure sans charges de gravité et sans retenue latérale avec les charges H appliquées à la charpente et les réactions R obtenues de la première analyse au niveau des retenues latérales (figure (3.17). À ces charges d'ajoutent, bien sûr, les charges horizontales minimales, égales à 0,5 % des charges de gravité pondérées appliquées à chaque étage, tel que décrit plus haut.

Si aucune charge latérale n'est appliquée à la charpente, l'analyse décrite précédemment pour déterminer M_{fg} va donner des valeurs de R si le chargement ou la charpente est dissymétrique. En appliquant ensuite ces valeurs calculées de R à la charpente ainsi que les charges horizontales minimales, on obtient M_{ft} et Δ_f. On comprendra qu'il est plus pratique d'appliquer dès le départ, les charges horizontales minimales à chaque étage, quel que soit le cas de chargement.

Il suffit ensuite de considérer individuellement les poutres et les poteaux et de dimensionner les pièces pour les moments de flexion obtenus avec l'équation (3.42). Les moments M_{ft}, dans cette dernière équation, sont multipliés par le facteur d'amplification calculé pour l'étage. Il convient de rappeler que la valeur de Δ_f dans l'équation (3.41) est la valeur du déplacement latéral relatif de l'étage, c'est-à-dire $\Delta_{f2} - \Delta_{f1}$ pour l'étage supérieur et Δ_{f1} pour l'étage inférieur, si on se réfère à la figure 3.17.



$$M_f = M_{fg} + U_2\ M_{ft} \qquad \text{(Équation 3.42)}$$

$$U_2 = \frac{1}{1 - \left(\frac{\Sigma C_f}{\Sigma V_f}\right)\left(\frac{\Delta_f}{h}\right)} \qquad \text{(Équation 3.41)}$$

FIGURE 3.17 Analyse par la méthode du facteur d'amplification

Si le facteur d'amplification (U_2) calculé pour un étage quelconque est élevé, soit de l'ordre de 40 % et plus, c'est un signe que la structure est trop souple. Deux choix se présentent alors à l'ingénieur : soit raidir la structure pour ramener U_2 à des valeurs acceptables, soit procéder à une *analyse élasto-plastique du deuxième ordre*. Comme cette technique d'analyse est très coûteuse et peu répandue, l'ingénieur n'aura qu'a fournir plus de rigidité à la structure. Cette limite imposée à U_2 est quelque peu arbitraire, mais elle est jugée acceptable pour la plupart des structures[3.29]. Il convient de souligner que les analyses matricielles du deuxième ordre convergent difficilement, lorsque les structures sont trop flexibles.

Néanmoins, il est rare que le facteur d'amplification, calculé pour un étage dans une charpente quelconque, excède 1,4. Les limites sur les flèches, présentées dans le tableau 3.11, sont plus restrictives sous les charges de service et contrôlent généralement les calculs, empêchant ainsi les structures de subir des déformations plastiques trop importantes. Autrement dit, le contrôle des flèches latérales en service assure une rigidité latérale telle que la valeur de U_2 est le plus souvent inférieure à 1,2. Cette constatation, valide pour les charpentes d'acier, peut aussi, à la rigueur, être applicable aux charpentes d'aluminium. Il faut, par contre, s'attendre à ce que les charpentes d'aluminium soient plus flexibles, tel que mentionné précédemment, mais le contrôle des flèches latérales s'applique aussi à ces structures.

On constate que la méthode du facteur d'amplification, bien que très simple, est quand même assez laborieuse puisqu'elle implique plusieurs analyses et une quantité importante de calculs. Elle ne sera utilisée que pour l'analyse de structures simples. Pour les structures plus complexes, on a certainement avantage à recourir à une méthode d'analyse du deuxième ordre plus directe, qui n'implique pas le découplage des efforts et qui donne M_f du premier coup. La méthode est toutefois bien adaptée aux calculs préliminaires.

Il reste à souligner un dernier point, qui concerne le calcul des charpentes sollicitées par des charges sismiques. Lorsqu'une charpente est sollicitée par des charges sismiques calculées selon les recommandations de la référence [3.6], le facteur d'amplification (U_2) est évalué à l'aide de l'équation suivante :

$$U_2 = 1 + \left(\frac{\Sigma\, C_f\, R\, \Delta_f}{\Sigma\, V_f\;\, h} \right) \leq 1{,}4 \tag{3.43}$$

Il s'agit tout simplement d'une version modifiée de l'équation (3.41) avec une limite supérieure imposée égale à 1,4.

Le coefficient (R), défini dans la référence [3.6], permet de tenir compte de la plus ou moins grande ductilité des différents systèmes structuraux. Plus la charpente est ductile, plus R est grand.

3.8.7 Méthode des charges horizontales fictives

L'effet d'une charge verticale de gravité (P) agissant sur un poteau de hauteur h dont le sommet est déplacé latéralement d'une quantité Δ par rapport à la base, peut être simulé par une charge horizontale fictive égale à $P\,\Delta/h$ et appliquée au sommet du poteau. Ce concept a été développé et appliqué au calcul des bâtiments multiétagés pour des analyses dynamiques[3.34] et statiques[3.35, 3.36].

La technique des charges horizontales fictives a été amplement traitée dans la littérature [références 3.23, 3.36–3.38].

Les étapes de calcul sont les suivantes :

1. Effectuer une analyse du premier ordre de la charpente soumise aux *charges pondérées* de façon à obtenir le déplacement horizontal (Δ_{fi}) de chaque niveau i. Ne pas oublier d'inclure la charge horizontale minimale définie à la section 3.8.4 à cette étape.
2. Tel que montré sur la figure 3.18, calculer les efforts tranchants fictifs (V_i) qui produisent aux extrémités des poteaux des moments équivalents à ceux causés par les charges axiales pondérées agissant sur la charpente déformée :

$$V_i' = \frac{\Sigma\, C_{fi}}{h_i}\,(\Delta_{fi+1} - \Delta_{fi}) \tag{3.44}$$

3. Calculer la charge horizontale fictive à chaque niveau :

$$H_i' = H_{i-1}' - V_i' \tag{3.45}$$

4. Additionner H_i à la charge latérale pondérée appliquée au même niveau et analyser la charpente à nouveau.
5. Lorsque les déplacements horizontaux à la fin d'un cycle sont pratiquement inchangés, la méthode a convergé et les efforts résultants incluent maintenant les effets P–Δ.

Dans la plupart des cas, la convergence se fait rapidement et la première itération produit des résultats acceptables. Une convergence lente est un signe que la charpente est trop flexible et un manque de convergence indique que la charpente est instable[3.39].

Puisque la méthode est itérative, elle est plus coûteuse. Il y a donc avantage à chercher à simplifier les calculs. Il a été suggéré de débuter l'analyse à l'étape 2 avec un estimé judicieux de la flèche latérale à chaque niveau[3.39]. Si les déformations latérales obtenues de l'analyse s'avèrent, par la suite, inférieures à celles supposées, les résultats peuvent être utilisés de façon sécuritaire pour le dimensionnement.

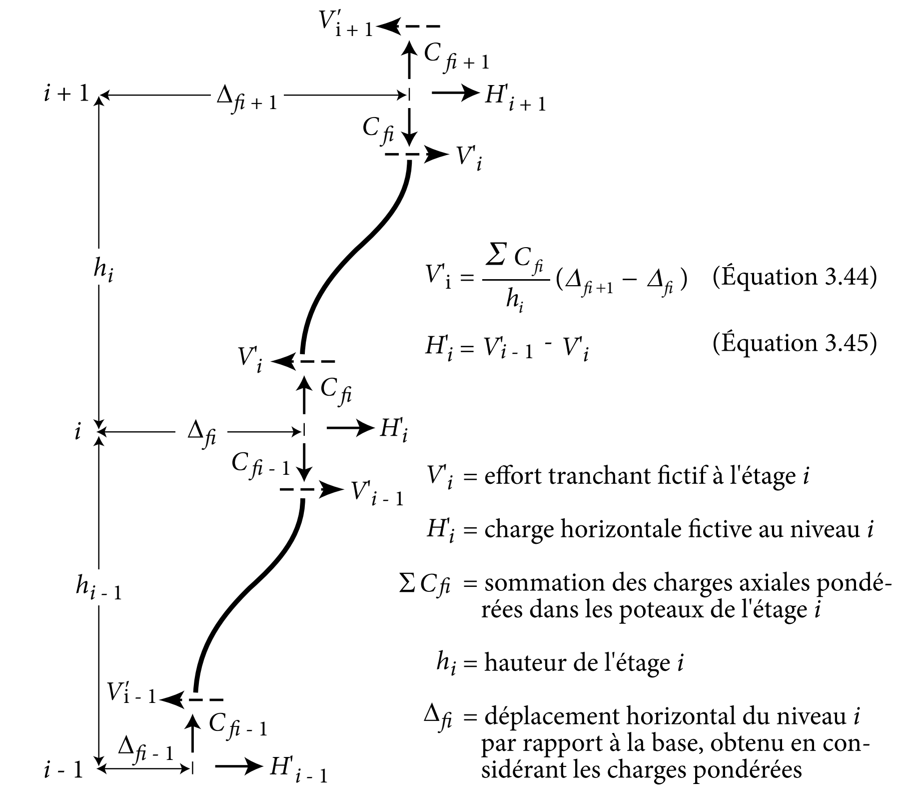


FIGURE 3.18 Calcul des charges horizontales fictives

Une approche semblable mais plus rationnelle consiste à appliquer le facteur d'amplification U_2, donné par l'équation (3.41), à V_i obtenu de l'équation (3.44) avec les résultats de la première analyse[3.28, 3.40]. Ainsi,

$$V'_{i\,\max} = \frac{V'_i}{1 - \left(\dfrac{\Sigma C_{fi}}{\Sigma V_{fi}}\right)\left(\dfrac{\Delta_{fi+1} - \Delta_{fi}}{h_i}\right)}$$

Si on introduit l'équation (3.44) dans cette dernière équation, on obtient :

$$V'_{i\,\max} = \frac{V'_i}{1 - \dfrac{V'_i}{\Sigma V_{fi}}} \tag{3.46}$$

Dans cette équation, ΣV_{fi} est la somme de tous les efforts tranchants horizontaux du premier ordre dans les poteaux de l'étage i. Calculer $V'_{i\,\max}$ avec l'équation (3.46), équivaut à évaluer l'effort tranchant fictif à la limite de convergence de la méthode. On obtient ainsi les efforts et les déformations du second ordre après seulement une itération si l'équation (3.46) est utilisée à l'étape 2 des calculs.

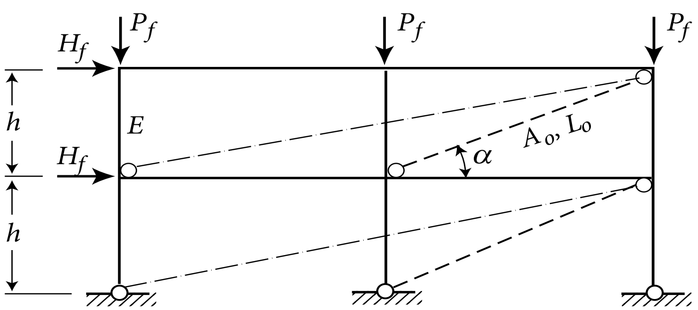
Une application intéressante de la méthode des charges horizontales fictives a été présentée dans la référence [3.41]. La méthode est étendue au calcul des effets $P-\delta$. Ils sont évalués en appliquant à chaque pièce une charge fictive égale au produit de la courbure de la pièce par la charge (P) agissant directement sur la pièce, c'est-à-dire PM/EI. Il s'agit, en fait, d'une application de la méthode de la poutre conjuguée.

La technique est itérative et requiert de nombreuses interventions manuelles puisqu'il faut, à chaque étape, déterminer les diagrammes des moments fléchissants décrits par des équations qui augmentent d'un degré par itération. Quoi qu'il en soit, la méthode vaut la peine d'être examinée, ne serait-ce que pour bien saisir le sens physique des effets $P–\delta$ et $P–\Delta$. Les effets $P–\Delta$ sont évalués comme dans la méthode des charges horizontales fictives.

3.8.8 Méthode des contreventements fictifs

Il est possible de simuler les effets $P–\Delta$ en insérant une pièce de contreventement d'*aire négative* à chaque étage d'une charpente, tel que montré sur la figure 3.19[3.42]. Ces pièces fictives, placées en diagonale et articulées à leurs extrémités, forcent la charpente à se déformer d'une quantité égale à celle correspondant aux effets du deuxième ordre. Une diagonale d'aire négative agit donc à l'inverse d'une diagonale normale d'aire positive en augmentant les déformations latérales, ce qui se traduit par une réduction de la stabilité du bâtiment. L'aire d'une diagonale fictive à un étage quelconque est calculée avec l'équation suivante dans laquelle ΣC_{fi} est la somme des charges axiales pondérées dans les poteaux à l'étage considéré, E est le module d'élasticité des poteaux et h, L_o et α sont définis sur la figure 3.19.

$$A_{oi} = -\frac{\Sigma C_{fi}}{h_i} \frac{L_{oi}}{E \cos^2 \alpha_i} \tag{3.47}$$



$$A_{oi} = -\frac{\Sigma C_{fi}}{h_i} \frac{L_{oi}}{E \cos^2 \alpha_i} \quad \text{(Équation 3.47)}$$

ΣC_{fi} = sommation des charges axiales pondérées dans les poteaux de l'étage i

E = module d'élasticité des poteaux

FIGURE 3.19 Méthode des contreventements fictifs

La charpente ainsi « contreventée » est analysée à l'aide d'un programme standard d'analyse du premier ordre qui accepte les pièces d'aire négative, ce qui est généralement le cas, et les résultats obtenus incluent automatiquement les effets P–Δ. Les données d'entrée du programme demeurent inchangées par rapport à l'analyse conventionnelle, sauf qu'il faut ajouter quelques pièces. La composante horizontale de la force dans la diagonale fictive de l'étage i est l'effort tranchant fictif (convergé) $V_i{'}_{\max}$ de l'équation (3.46). Les moments fléchissants calculés avec cette méthode sont identiques à ceux évalués avec la méthode des charges horizontales fictives ou aux moments M_f obtenus de la méthode du facteur d'amplification.

Il convient de noter qu'on a avantage à incliner le plus possible les diagonales du contreventement négatif (angle α petit) dans le but de réduire leurs effets parasites sur la valeur des charges axiales dans les poteaux[3.28, 3.42]. La composante verticale de l'effort dans la diagonale vient en effet perturber les charges axiales dans les poteaux. Si cet effet est jugé important, on utilise les charges axiales obtenues d'une analyse du premier ordre, sans les diagonales fictives, pour le calcul des poteaux et des poteaux-poutres.

Il est difficile de reconnaître les charpentes trop flexibles lorsqu'on utilise une des méthodes non itératives décrites plus haut. Des études couvrant un large éventail de charpentes ont cependant démontré que, lorsque les déplacements latéraux de la charpente, sous les charges d'utilisation, satisfont les limites prescrites dans le tableau 3.11, la rigidité de la charpente est plus qu'adéquate pour assurer la stabilité du bâtiment[3.23].

3.8.9 Méthode des poteaux fictifs

Une technique un peu équivalente à la précédente, mais encore plus puissante et plus polyvalente, a été proposée dans la référence [3.43]. Tout comme la méthode des contreventements fictifs, cette méthode considère des pièces de propriétés négatives pour faire entrer les termes de stabilité dans la matrice de rigidité et fait appel à un programme standard d'analyse des structures.

Cette fois, ce sont des poteaux fictifs de rigidité flexionnelle négative qui sont utilisés, tel qu'illustré sur la figure 3.20 où est analysée la même charpente que celle de la figure 3.19.

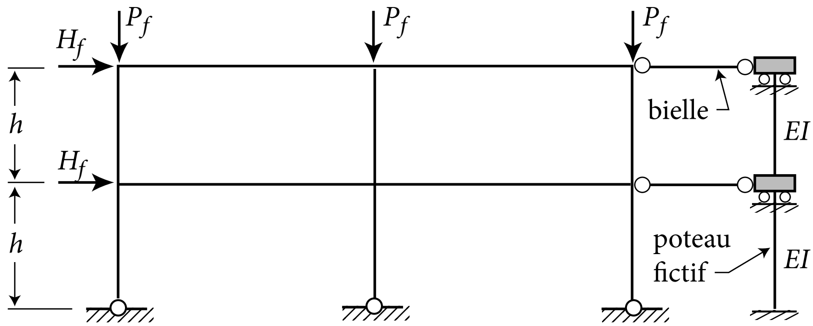
Pour l'analyse élastique d'une structure plane, la rigidité flexionnelle négative qu'il faut considérer pour le poteau fictif de l'étage i est égale à :

$$EI_i = -\gamma_i \frac{\Sigma\, C_{fi}\, h_i^2}{12} \tag{3.48}$$

Dans cette équation, γ_i est un facteur d'amplification qui tient compte des effets $P - \delta$ ($1{,}0 \leq \gamma_i \leq 1{,}22$) et $\Sigma\, C_{fi}$ est la somme des charges axiales pondérées dans les poteaux de l'étage i.

La méthode a aussi été appliquée à l'analyse du deuxième ordre de charpentes dissymétriques tridimensionnelles[3.44]. Cette technique est très intéressante puisqu'en pratique, aucune des méthodes simplifiées présentées dans cette section n'a été conçue pour les analyses 3D. Le comportement en stabilité de la charpente tridimensionnelle est évalué à l'aide d'un poteau de rigidités en flexion (axes x - x et y - y) et en torsion négatives, localisé à chaque étage dans l'axe de la résultante des charges axiales dans les poteaux de l'étage.

Un exemple de calcul des effets P–Δ est présenté à la section 3.9 (exemple 2).



$$EI_i = -\gamma_i \frac{\Sigma C_{fi}\, h_i^2}{12} \qquad \text{(Équation 3.48)}$$

$\Sigma\, C_{fi}$ = sommation des charges axiales pondérées dans les poteaux de l'étage i

γ_i tient compte des effets P – δ

$1{,}0 \leq \gamma_i \leq 1{,}22$

FIGURE 3.20 Méthode des poteaux fictifs (rigidité flexionnelle négative)

3.9 EXEMPLES DE CALCUL

Les exemples de calcul qui suivent ont pour fonction d'illustrer la mise en application de certains concepts présentés dans le présent chapitre : utilisation de la pondération et de la combination des charges, vérification des états limites d'utilisation et calcul des effets P–Δ.

EXEMPLE 3.1 États limites

Pour le demi-portique présenté sur la figure 3.21, il s'agit de calculer les efforts et les déformations du premier ordre, de combiner les efforts pour la vérification des états limites ultimes et de vérifier les états limites d'utilisation.

La charge permanente (w_D) sur la poutre est égale à 8 kN/m et la surcharge (w_L) à 15 kN/m. La charge permanente (P_D) et la surcharge (P_L), qui sollicitent le poteau, proviennent de la portion du bâtiment qui est tributaire du demi-portique et sont transmises au poteau par les poutres situées dans le plan perpendiculaire au demi-portique. Ces charges sont respectivement égales à 180 et 300 kN.

La charge de vent est égale à 12 kN. Cette charge a été obtenue en considérant une pression due au vent ayant une probabilité annuelle de dépassement de 1/30[3.6]. C'est la pression qu'il faut utiliser pour le calcul de la résistance des pièces de la charpente. Toutefois, pour la vérification des états limites d'utilisation, il est permis d'utiliser une pression dont la probabilité annuelle de dépassement est de 1/10. Ces pressions sont de l'ordre de 20 % inférieures aux pressions utilisées pour le calcul de la résistance des pièces (états limites ultimes), dans bien des cas. On considérera donc une charge de vent de 10 kN pour le calcul de la flèche transversale du demi-portique.

Il convient de rappeler que même si l'utilisation de nœuds rigides dans les charpentes d'aluminium n'est pas très répandue, la théorie et les concepts présentés, dans le présent exemple de calcul et le suivant, s'appliquent parfaitement bien aux charpentes d'aluminium plus usuelles.

SOLUTION

Résultats de l'analyse

Les résultats d'une analyse élastique du premier ordre sont présentés sur la figure 3.21b pour les charges de gravité et sur la figure 3.21c pour la surcharge de vent. Les efforts et les déplacements sont exprimés en fonction des variables w, W, h et EI et sont indiqués dans leur sens réel. Les unités sont exprimées, selon les variables, en kN, kN/m, kN·m et m. En pratique, ces valeurs sont exactes. La seule approximation concerne le calcul de la flèche maximale de la poutre. Pour la charge de gravité (w), il est acceptable, dans le cas présent, d'utiliser l'équation bien connue pour le calcul de la flèche maximale d'une poutre sur appuis simples soumise à une charge uniforme. Cette flèche se produit au centre de la poutre, ce qui n'est pas très loin de l'endroit où se produit le moment maximum dans le demi-portique (2,84 m de l'appui C).

Vérification des états limites d'utilisation

On a vu, dans les sections précédentes, que le dimensionnement des charpentes d'aluminium est susceptible d'être contrôlé par les états limites d'utilisation. Il est donc recommandé de procéder à une vérification sommaire des flèches avant d'avancer trop loin dans les calculs.

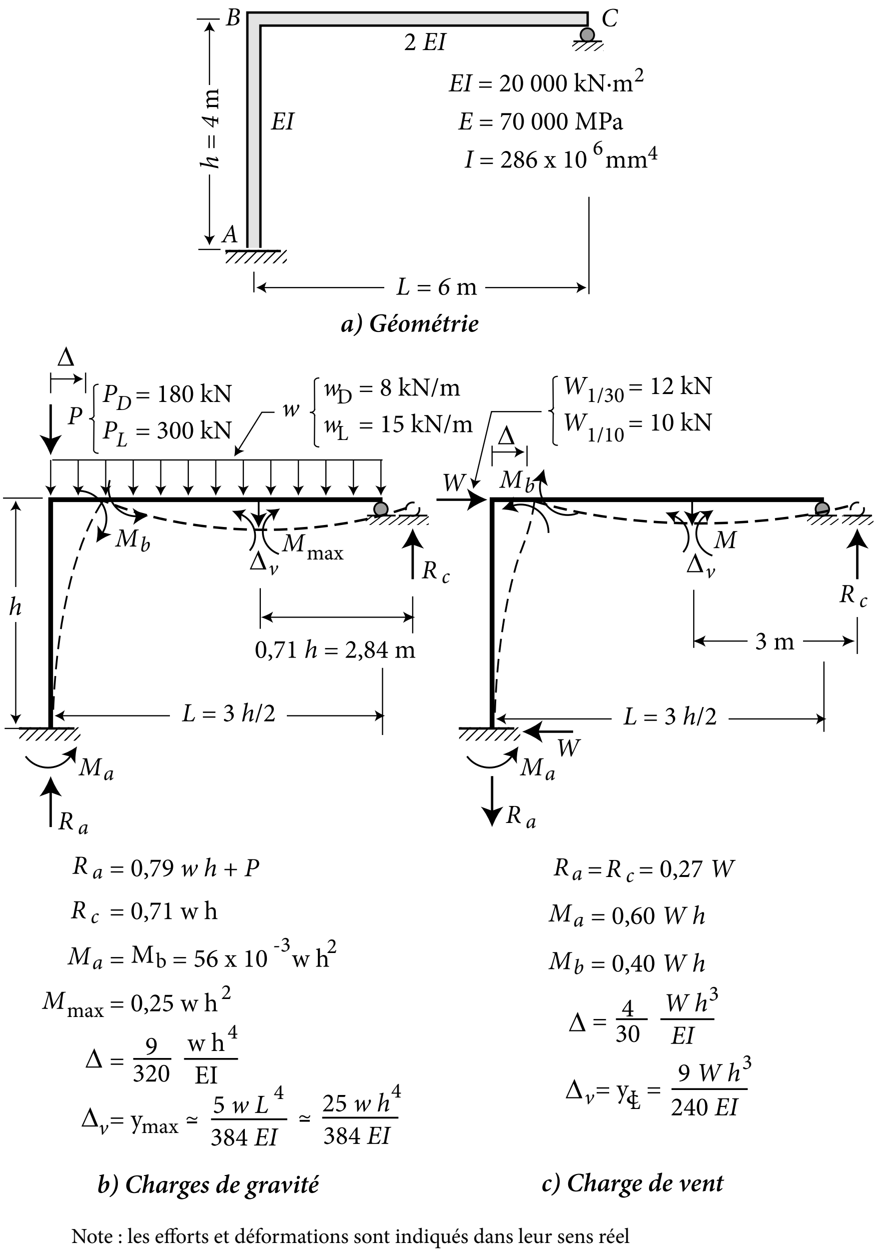


FIGURE 3.21 Exemple d'application de la méthode de calcul aux états limites

Les flèches verticales dans les poutres sont vérifiées en considérant les surcharges. Dans le cas qui nous concerne, il s'agit de la charge de gravité non pondérée w_L égale à 15 kN/m et de la charge de vent $W_{1/10}$ égale à 10 kN.

$$\Delta_{vw} = \frac{25\, w_L\, h^4}{384\, EI} = \frac{25 \times 15 \times 4^4}{384 \times 20\,000} = 12{,}5 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

$$\Delta_{vw} = 12{,}5\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{vW} = \frac{9\, W_{1/10}\, h^3}{240\, EI} = \frac{9 \times 10 \times 4^3}{240 \times 20\,000} = 1{,}2 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

$$\Delta_{vW} = 1{,}2\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{v} = 12{,}5 + 1{,}2 = 13{,}7\ \mathrm{mm}$$

D'après le tableau 3.11, la valeur limite de la flèche verticale d'une poutre de toiture dans un bâtiment est soit $L/300$ soit $L/360$ selon le type de matériaux de construction utilisé. Considérons la condition la plus critique :

$$\frac{L}{360} = \frac{6000}{360} = 16{,}7\ \mathrm{mm}$$

Puisque la flèche verticale est inférieure à la limite la plus critique, la poutre est acceptable pour cet état limite d'utilisation.

Le déplacement latéral est aussi causé par les surcharges de gravité et de vent. La flèche résultant de la charge de gravité risque ne de pas être négligeable, en raison de la dissymétrie de la charpente.

$$\Delta_{w} = \frac{9}{320}\frac{w_L\, h^4}{EI} = \frac{9}{320} \times \frac{15 \times 4^4}{20\,000} = 5{,}4 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

$$\Delta_{w} = 5{,}4\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{W} = \frac{4}{30}\frac{W_{1/10}\, h^3}{EI} = \frac{4}{30} \times \frac{10 \times 4^3}{20\,000} = 4{,}3 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

$$\Delta_{W} = 4{,}3\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta = 5{,}4 + 4{,}3 = 9{,}7\ \mathrm{mm}$$

Selon le tableau 3.11, la flèche horizontale limite pour un bâtiment est égale à $h/400$:

$$\frac{h}{400} = \frac{4000}{400} = 10\ \mathrm{mm}$$

Nous sommes très près de la limite. Il faudra voir, dans l'exemple 3.2, à quel point les effets $P - \Delta$ risquent d'affecter cet état limite d'utilisation.

Calcul des efforts

Pour le calcul des efforts et des déformations, il arrive fréquemment qu'on utilise un logiciel et, en général, on procède de la façon suivante : on entre dans le logiciel chacune des charges d'utilisation, les coefficients, de pondération des charges, en accord avec la référence [3.6], et toute autre information nécessaire à l'analyse. L'ordinateur calcule les efforts séparément pour chacune des charges d'utilisation et, avec les coefficients appropriés, il pondère et combine les efforts. Dans ce qui suit, on procède de cette façon. Seuls les efforts qui seront utiles sont calculés.

1. Charge permanente (*D*)

$$w = w_D = 8\ \text{kN/m} \qquad \text{(voir la figure 3.21b)}$$

$$P = P_D = 180\ \text{kN}$$

$$R_a = 0{,}79 \times 8 \times 4 + 180 = 25{,}3 + 180 = 205{,}3\ \text{kN}$$

$$M_a = M_b = 56 \times 10^{-3} \times 8 \times 4^2 = 7{,}2\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{\max} = 0{,}25 \times 8 \times 4^2 = 32\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

2. Surcharge (*L*)

$$w = w_L = 15\ \text{kN/m}$$

$$P = P_L = 300\ \text{kN}$$

$$R_a = 0{,}79 \times 15 \times 4 + 300 = 47{,}4 + 300 = 347{,}4\ \text{kN}$$

$$M_a = M_b = 56 \times 10^{-3} \times 15 \times 4^2 = 13{,}4\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{\max} = 0{,}25 \times 15 \times 4^2 = 60\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

3. Charge de vent (*W*)

$$W_{1/30} = 12\ \text{kN}$$

$$R_a = 0{,}27 \times 12 = 3{,}24\ \text{kN}$$

$$M_a = 0{,}60 \times 12 \times 4 = 28{,}8\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_b = 0{,}40 \times 12 \times 4 = 19{,}2\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M \text{ à } 2{,}84\ \text{m du nœud C} = \frac{2{,}84}{6} M_b = 0{,}47 \times 19{,}2 = 9{,}1\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

Ce moment fléchissant correspond, sur la poutre de la figure 3.21c, au moment fléchissant maximal calculé sur la figure 3.21b. Le diagramme des moments fléchissants sur la poutre de la figure 3.21c est triangulaire, avec comme valeur maximale, M_b.

Pondération et combinaison des efforts

Les valeurs pondérées des moments fléchissants (M_f) pour la poutre et le poteau, des efforts tranchants (V_f) pour la poutre et des charges axiales (C_f) pour les poteaux sont calculées à l'aide des équations (3.2) à (3.6) qui s'appliquent en ne considérant que les charges D, L et W. En combinant les efforts, il faut porter attention aux sens indiqués sur les figures 3.21 b et c. Seules les combinaisons de charges des équations (3.2), (3.3) et (3.5) s'appliquent dans notre cas. On constate de prime abord que l'équation (3.2) n'est pas susceptible de gouverner puisqu'elle ne fait intervenir que la charge permanente D dont les valeurs montrées sur la figure 3.21 sont nettement inférieures aux surcharges de type L. Par conséquent, seules les combinaisons de charge (3.3) et (3.5) seront considérées.

Équation (3.3) : $S_f = 1{,}25D + 1{,}5L + 0{,}4W$

Équation (3.5) : $S_f = 1{,}25D + 1{,}4W + 0{,}5L$

Il convient de souligner, qu'en pratique, le vent peut agir dans les deux directions, soit de gauche à droite, tel qu'illustré sur la figure 3.21c, soit de droite à gauche, ce qui a pour effet, pour la charpente considérée, de rendre le moment fléchissant plus critique au nœud B. En effet, si on compare les figures 3.21 b et c, on constate que le seul endroit où les moments fléchissants agissent de sens contraire est au nœud B. En inversant le sens du vent, les moments M_b s'additionnent. La même remarque s'applique à la charge axiale, R_a, dans le poteau. Les valeurs retenues pour le vent soufflant dans le sens contraire à celui montré sur la figure 3.21c, sont identifiées d'un astérisque.

1. Pour le poteau A – B

$M_{fa} = 1{,}25 \times 7{,}2 + 1{,}5 \times 13{,}4 + 0{,}4 \times 28{,}8 = 40{,}6$ kN·m

$M_{fa} = 1{,}25 \times 7{,}2 + 1{,}4 \times 28{,}8 + 0{,}5 \times 13{,}4 = 56$ kN·m (valeur maximale)

$M_{fb} = 1{,}25 \text{ x } 7{,}2 + 1{,}5 \text{ x } 13{,}4 + 0{,}4 \text{ x } 19{,}2^* = 36.8$ kN·m

$M_{fb} = 1{,}25 \text{ x } 7{,}2 + 1{,}5 \text{ x } 13{,}4 - 0{,}4 \text{ x } 19{,}2 = 21{,}4$ kN·m

$M_{fb} = 1{,}25 \text{ x } 7{,}2 + 1{,}4 \text{ x } 19{,}2^* + 0{,}5 \text{ x } 13{,}4 = 42{,}6$ kN·m

$M_{fb} = 1{,}25 \text{ x } 7{,}2 - 1{,}4 \text{ x } 19{,}2 + 0{,}5 \text{ x } 13{,}4 = -11{,}2$ kN.m

$C_f = 1{,}25 \text{ x } 205{,}3 + 1{,}5 \text{ x } 347{,}4 + 0{,}4 \text{ x } 3{,}24^* = 779{,}0$ kN (valeur maximale)

$C_f = 1{,}25 \text{ x } 205{,}3 + 1{,}5 \text{ x } 347{,}4 - 0{,}4 \text{ x } 3{,}24 = 776{,}4$ kN

$C_f = 1{,}25 \text{ x } 205{,}3 + 1{,}4 \text{ x } 3{,}24^* + 0{,}5 \text{ x } 347{,}4 = 434{,}9$ kN

$C_f = 1{,}25 \text{ x } 205{,}3 - 1{,}4 \text{ x } 3{,}24 + 0{,}5 \text{ x } 347{,}4 = 425{,}8$ kN

2. Pour la poutre B – C

Les calculs précédents effectués pour M_{fb} s'appliquent aussi à la poutre. Les calculs qui suivent sont pour le moment fléchissant situé à 2,84 m de l'appui C et pour l'effort tranchant maximum situé au droit de l'appui B.

M_f = 1,25 x 32 + 1,5 x 60 +0,4 x 9,1 = 133,6 kN·m (valeur maximale)

M_f = 1,25 x 32 + 1,4 x 9,1 + 0,5 x 60 = 82,7 kN·m

V_f = 1,25 x 25,3 + 1,5 x 47,4 + 0,4 x 3,24* = 104,0 kN (valeur maximale)

V_f = 1,25 x 25,3 + 1,4 x 3,24* + 0,5 x 47,4 = 60,0 kN

On vérifie les états limites ultimes, en comparant les efforts pondérés maximaux que nous venons de calculer aux résistances pondérées qui seront présentées dans les chapitres qui suivent. On satisfait ainsi l'équation (3.1).

EXEMPLE 3.2 Effets du deuxième ordre

Dans cet exemple, pour les cas de chargement considérés critiques pour la poutre et le poteau, il s'agit d'évaluer les effets du deuxième ordre pour le demi-portique montré sur la figure 3.21. Ces effets seront évalués en utilisant :

a) la *méthode des charges horizontales fictives*;

b) la *méthode du facteur d'amplification*;

c) la *méthode des contreventements fictifs.*

Ces trois méthodes d'analyse du deuxième ordre ont été étudiées à la section 3.8.

SOLUTION

Calcul des efforts et flèches pondérés

Selon les résultats de l'exemple 3.1, le cas de chargement critique pour les efforts verticaux (cisaillement dans la poutre et effort axial dans le poteau), ainsi que pour le moment fléchissant dans la poutre, est celui de l'équation (3.3). Par contre, pour le moment fléchissant dans le poteau, le cas de chargement critique est celui de l'équation (3.5). Ces deux cas de chargement seront donc considérés dans la première partie du présent exemple et on verra à une étape ultérieure s'il est pertinent de les conserver tout les deux.

Comme nous l'avons vu dans la section précédente, les analyses du deuxième ordre doivent être effectuées avec les *charges pondérées*, en prenant soin de séparer les charges de gravité des charges transversales. On calcule ainsi directement les efforts pondérés en pondérant les charges avant de faire le calcul des efforts. Cette approche est différente de celle qui est utilisée dans l'exemple 3.1, où on a *pondéré les efforts*, mais elle produit les mêmes efforts du premier ordre. Dans le présent exemple, on utilisera les charges suivantes :

1. Celles relatives à l'équation (3.3)

$$w_f = 1{,}25\, w_D + 1{,}5\, w_L$$

$$= 1{,}25 \times 8 + 1{,}5 \times 15 = 32{,}5 \text{ kN/m}$$

$$P_f = 1{,}25\, P_D + 1{,}5\, P_L = 1{,}25 \times 180 + 1{,}5 \times 300 = 675 \text{ kN}$$

$$W_f = 0{,}4\ W_{1/30}$$

$$= 0{,}4 \times 12 = 4{,}8 \text{ kN}$$

2. Celles relatives à l'équation (3.5)

$$w_f = 1{,}25\, w_D + 0{,}5\, w_L$$

$$= 1{,}25 \times 8 + 0{,}5 \times 15 = 17{,}5 \text{ kN/m}$$

$$P_f = 1{,}25\, P_D + 0{,}5\, P_L$$

$$= 1{,}25 \times 180 + 0{,}5 \times 300 = 375 \text{ kN}$$

$$W_f = 1{,}4 \times W_{1/30} = 1{,}4 \times 12 = 16{,}8 \text{ kN}$$

Les résultats obtenus des équations présentées sur les figures 3.21 b et c avec ces charges pondérées, sont présentés sur la figure 3.22. Chaque valeur a déjà été calculée à l'exemple 3.1 en utilisant la technique de pondération des efforts. Puisque les résultats des deux combinaisons de charges s'apparentent, mais que ceux de l'équation (3.3) semblent plus critiques, seule cette combinaison de charges sera considérée dans la suite de cet exemple de calcul.

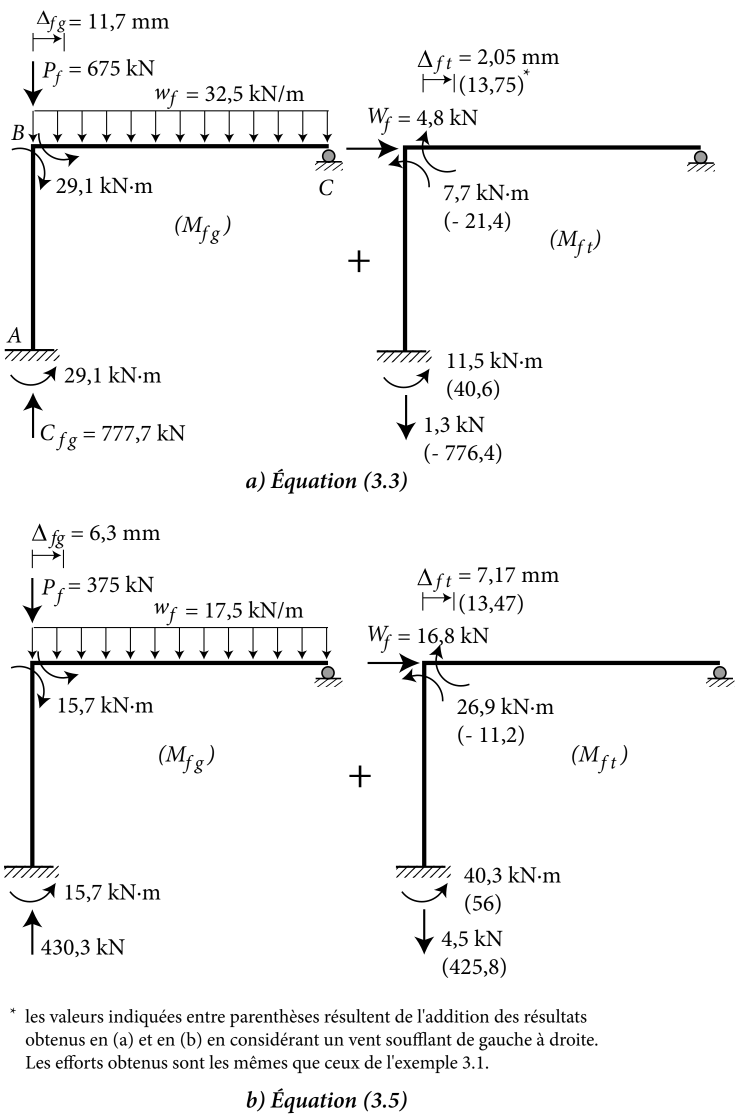


FIGURE 3.22 Résultats partiels de l'analyse du premier ordre

a) Méthode des charges horizontales fictives

Le cas qui nous intéresse est celui de la figure 3.22a. À gauche, les charges de gravité sont disposées symétriquement sur la charpente mais cette dernière, par contre, n'est pas symétrique. C'est la raison pour laquelle les résultats de l'analyse du premier ordre, montrés sur la figure 3.22a pour ces charges, indiquent une flèche transversale pondérée, Δ_f, égale à 11,7 mm.

Pour débuter l'analyse du deuxième ordre, il faut calculer la charge horizontale minimale égale à 0,5 % des charges de gravité pondérées sollicitant chaque étage de la structure, selon la théorie présentée à la section 3.8.4. Le demi-portique de la figure 3.22a présente un cas particulier puisqu'il ne comporte qu'un seul étage et un seul poteau. La seule charge de gravité qui contribue aux effets P–Δ est donc la charge axiale dans le poteau. La portion des charges de gravité reprise par l'appui C ne contribue pas à déstabiliser la structure. Ainsi,

$$H_{\min} = 0{,}005 \times 777{,}7 = 3{,}89 \text{ kN}$$

Pour le cas de chargement considéré, la charge fictive doit agir en combinaison avec la charge de vent. Il faut recourir au modèle de la figure 3.21c pour analyser la même structure pour la charge transversale totale. On réalise aussi que les moments fléchissants et les flèches, qui sont affectés par les effets P–Δ, sont ceux qui sont causés par les charges transversales fictives ou réelles (M_{ft} et Δ_{ft}, sur les figures 3.22a et 3.17c).

Pour l'analyse, c'est-à-dire pour le calcul de la flèche causée par la charge horizontale totale, on utilise l'équation présentée sur la figure 3.21c.

$$\Delta_f = \left[\frac{4}{30} \times \frac{h^3}{EI} \times 10^3 \frac{\text{mm}}{\text{m}}\right] W$$

$$= \left[\frac{4}{30} \times \frac{4^3 \text{ m}^3 \times 10^3 \text{ mm/m}}{20\,000 \text{ kN} \cdot \text{m}^2}\right] W$$

$$\Delta_f = (0{,}427)\, W = K\mathrm{W} \qquad (3.49)$$

Le terme entre parenthèses dans l'équation (3.49) est la constante de flexibilité transversale (K) du demi-portique en mm/kN. Il s'agit bien d'une *constante* qui, dans les charpentes plus régulières, caractérise chaque étage.

La flèche transversale pondérée causée par la charge horizontale est donc égale à :

$$\Delta_f = 0{,}427 \times (H_{\min} + W_f) = 0{,}427 \times (3{,}89 + 4{,}8) = 3{,}71 \text{ mm}$$

Cette flèche s'ajoute à la flèche produite par les charges de gravité (figure 3.22a) pour le calcul des effets P– Δ.

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 3{,}71 = 15{,}41 \text{ mm}$$

Les étapes pour le calcul des effets du deuxième ordre, selon la méthode des charges horizontales fictives, sont présentées à la section 3.8.7. Les équations (3.44) et (3.45), dans le cas présent, se réduisent à l'équation suivante, puisque la charpente n'a qu'un seul étage et un seul poteau :

$$H' = \frac{C_f\, \Delta_f}{h} \qquad (3.50)$$

La charge axiale pondérée dans le poteau ($C_f = 777{,}7 - 1{,}3 = 776{,}4$ kN) a été obtenue d'une analyse du premier ordre, dont les résultats sont présentés sur la figure 3.22a, et la hauteur du poteau (h) est égale à 4000 mm. Ainsi,

$$H' = \frac{776{,}4 \times 15{,}41}{4000} = 3{,}0 \text{ kN}$$

La nouvelle charge à considérer pour la suite des calculs est la somme de la charge de vent pondérée ($W_f = H_f$), de la charge horizontale minimale évaluée au départ et de l'accroissement de charge que l'on vient de calculer,

$$H' = H_f + H_{\min} + H' = 4{,}8 + 3{,}89 + 3{,}0 = 11{,}7 \text{ kN}$$

On reprend l'analyse de la charpente en utilisant l'équation (3.49).

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 11{,}7 = 5{,}0 \text{ mm}$$

La flèche totale est maintenant égale à :

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 5{,}0 = 16{,}7 \text{ mm}$$

La première étape des calculs est ainsi terminée et on est prêt à entreprendre la première boucle d'itérations.

Première itération (deuxième calcul) :

$$H' = \frac{776{,}4 \times 16{,}7}{4000} = 3{,}24 \text{ kN}$$

$$H' = H_f + H_{\min} + H' = 4{,}8 + 3{,}89 + 3{,}24 = 11{,}9 \text{ kN}$$

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 11{,}9 = 5{,}1 \text{ mm}$$

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 5{,}1 = 16{,}8 \text{ mm}$$

On pourrait arrêter les calculs ici, puisque ce résultat est pratiquement le même que celui de l'étape précédente. Amusons-nous à vérifier ce que donnerait une itération de plus. Deuxième itération (troisième calcul) :

$$H' = \frac{776{,}4 \times 16{,}8}{4000} = 3{,}26 \text{ kN}$$

$$H' = H_f + H_{\min} + H' = 4{,}8 + 3{,}89 + 3{,}26 = 12{,}0 \text{ kN}$$

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 12{,}0 = 5{,}1 \text{ mm}$$

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 5{,}1 = 16{,}8 \text{ mm}$$

Cette itération était effectivement inutile.

On évalue l'importance des effets $P - \Delta$ à l'aide de l'équation (3.37) :

$$U_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{16{,}8}{13{,}75} = 1{,}22$$

Les efforts induits dans la charpente par la charge horizontale fictive sont présentés sur la figure 3.23b. Ils sont obtenus de la figure 3.21c avec $W = H_1 = 11{,}9$ kN. Ce sont les efforts du deuxième ordre, auxquels on doit ajouter les efforts du premier ordre (figure 3.23a) pour obtenir les résultats d'une analyse globale du deuxième ordre (M_f, dans l'équation 3.42). En tenant compte de la possibilité de changement de direction du vent, on a :

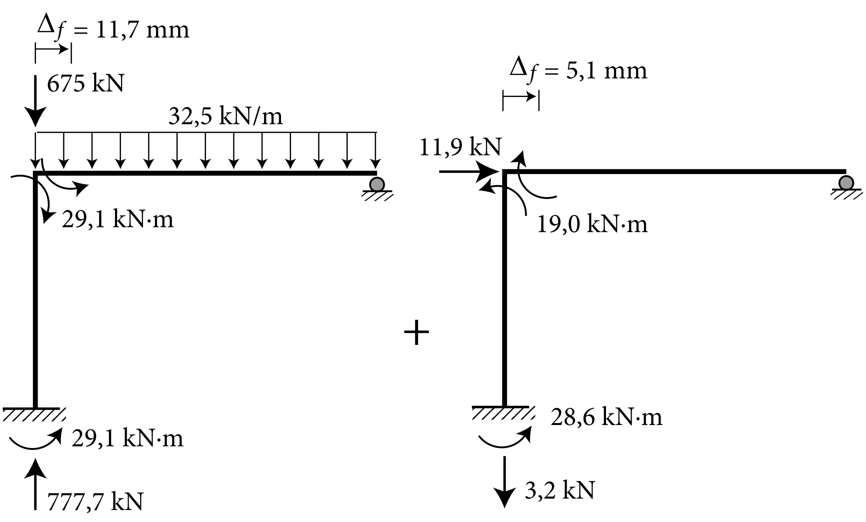
$$M_{f_a} = 29{,}1 + 28{,}6 = 57{,}7 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{f_b} = 29{,}1 + 19{,}0 = 48{,}1 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{f_b} = 29{,}1 - 19{,}0 = 10{,}1 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Précision optionnelle

Avant de passer à la méthode du facteur d'amplification, pour fins de démonstration et de comparaison, il convient d'examiner i) quel aurait été le résultat si on n'avait pas tenu compte de la charge horizontale minimale dans l'exemple et ii) comment on procède dans les calculs en considérant au départ une flèche minimale égale à 0,5 % de h au lieu d'une charge horizontale minimale égale à 0,5 % des charges de gravité (voir la figure 3.16d).



a) Analyse du premier ordre (voir la figure 3.22 a)

b) Influence des charges horizontales (minimale et fictive) (voir la figure 3.21 c)

Note : Le résultat de l'analyse du deuxième ordre est la somme de (a) et (b).

FIGURE 3.23 Résultats de l'analyse du deuxième ordre; combinaison de charges correspondant à l'équation (3.3)

i) Charge horizontale minimale négligée

$$H_f = 4{,}8 \text{ kN}$$

$$\Delta_f = 0{,}427{,}4 \text{ x } 4{,}8 = 2{,}05 \text{ mm}$$

$$\Delta_{f\,tot} = 11{,}7 + 2{,}05 = 13{,}75 \text{ mm}$$

$$H' = \frac{776{,}4 \times 13{,}75}{4000} = 2{,}7 \text{ kN}$$

$$H' = 4{,}8 + 2{,}7 = 7{,}5 \text{ kN}$$

$$\Delta_f = 0{,}427 \text{ x } 7{,}5 = 3{,}2 \text{ mm}$$

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 3{,}2 = 14{,}9 \text{ mm}$$

Deuxième itération (troisième calcul) :

$$H' = 4{,}8 + 2{,}9 = 7{,}7 \text{ kN}$$

$$\Delta_f = 3{,}29 \text{ mm}$$

$$\Delta_{f\,\text{tot}} = 11{,}7 + 3{,}29 = 15 \text{ mm}$$

Ce résultat est acceptable.

$$U_2 = \frac{15}{11{,}7 + 2{,}05} = 1{,}09$$

Considérant $W = 7{,}7$ kN dans les équations de la figure 3.21c, on obtient les moments fléchissants du deuxième ordre.

$$M_{f_a} = 29{,}1 + 18{,}5 = 47{,}6 \text{ kN} \cdot \text{m} \qquad (\textit{versus } 57{,}7 \text{ kN} \cdot \text{m})$$

$$M_{f_b} = 29{,}1 + 12{,}3 = 41{,}4 \text{ kN} \cdot \text{m} \qquad (\textit{versus } 48{,}1 \text{ kN} \cdot \text{m})$$

$$M_{f_b} = 29{,}1 - 12{,}3 = 16{,}8 \text{ kN} \cdot \text{m} \qquad (\textit{versus } 10{,}1 \text{ kN} \cdot \text{m})$$

Pour le demi-portique considéré, la charge horizontale minimale joue un rôle important. *Ce n'est toutefois pas toujours le cas.*

ii) Flèche minimale (voir la figure 3.16d)

$$\Delta_{f\,\text{min}} = 0{,}005\,h = 0{,}005 \times 4000 = 20 \text{ mm}$$

Cette flèche fictive peut sembler très élevée au départ, mais nous verrons, dans ce qui suit, qu'elle conduit aux mêmes résultats que la charge horizontale minimale.

$$\Delta_{f\,\mathrm{tot}} = 11{,}7 + 2{,}05 + 20 = 33{,}75\ \mathrm{mm}$$

$$H' = \frac{776{,}4 \times 33{,}75}{4000} = 6{,}6\ \mathrm{kN}$$

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 6{,}6 = 2{,}82\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{f\,\mathrm{tot}} = 33{,}75 + 2{,}82 = 36{,}57\ \mathrm{mm}$$

Première itération (deuxième calcul) :

$$H' = 7{,}1\ \mathrm{kN}$$

$$\Delta_f = 3{,}03\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{f\,\mathrm{tot}} = 33{,}75 + 3{,}03 = 36{,}78\ \mathrm{mm}$$

Deuxième itération (troisième calcul) :

$$H' = 7{,}1\ \mathrm{kN}$$

$$\Delta_f = 3{,}03\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{f\,\mathrm{tot}}\ (\text{fictif}) = 33{,}75 + 3{,}03 = 36{,}78\ \mathrm{mm}$$

$$\Delta_{f\,\mathrm{tot}}\ (\text{réel}) = 11{,}7 + 2{,}05 + 3{,}03 = 16{,}8\ \mathrm{mm}$$

$$\mathrm{U}_2 = \frac{16{,}8}{11{,}7 + 2{,}05} = 1{,}22$$

Ces résultats sont identiques à ceux obtenus précédemment en considérant, au départ, une charge horizontale minimale égale à 0,5 % des charges de gravité.

b) Méthode du facteur d'amplification

La méthode du facteur d'amplification a été présentée à la section 3.8.6. Elle consiste à calculer le coefficient U_2 de l'équation (3.41) pour chaque étage d'une charpente et à satisfaire ensuite l'équation (3.42).

Il faut d'abord séparer les moments dus aux charges de gravité de ceux dus aux charges transversales en utilisant la technique présentée sur la figure 3.17. À cet effet, il suffit de reprendre l'analyse de la charpente de la figure 3.22a, mais en empêchant le déplacement latéral. Les résultats de l'analyse sont présentés sur la figure 3.24. En (a), sont données les équations pour le calcul des efforts, en (b), les résultats de l'analyse de la charpente retenue et, en (c), les résultats de l'analyse de la charpente sollicitée, entre autres, par la réaction R_f calculée à l'étape (b). Les résultats de l'addition de (b) et (c) sont indiqués entre parenthèses sur la figure 3.24c. Il sont comparables à ceux qui sont présentés sur la figure 3.22a.

La réaction « fictive » R_f, à l'appui C est égale à :

$$R_f = 0{,}21\, w_f\; h = 0{,}21 \times 32{,}5 \times 4 = 27{,}3\,\text{kN}$$

La réaction R_f s'additionne à $W_f = 4{,}8$ kN pour devenir $W = 32{,}1$ kN comme charge horizontale sollicitant le cadre sur la figure 3.24c. Considérant l'équation (3.49), on obtient :

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 32{,}1 = 13{,}71 \text{ mm}$$

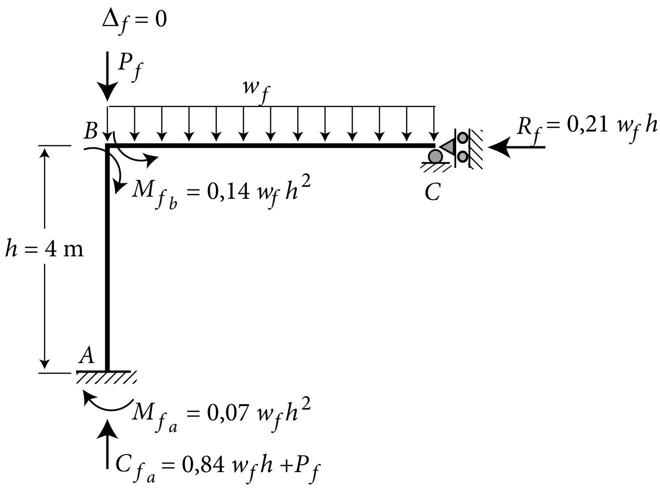
Ce résultat est équivalent à ce que nous avions obtenu sur la figure 3.22a, sans empêcher le déplacement horizontal au nœud C. La différence est imputable aux arrondis.

Avec ces données et sans tenir compte pour le moment de la charge horizontale minimale (0,5 % des charges de gravité), il est possible d'évaluer le facteur d'amplification du demi-portique, qui ne comporte qu'un seul étage.

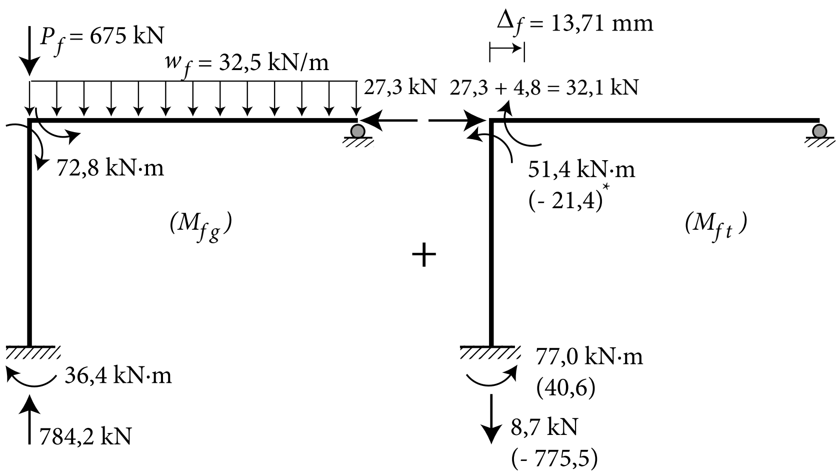
$$U_2 = \frac{1}{1 - \left(\dfrac{\sum C_f}{\sum V_f}\right)\left(\dfrac{\Delta_f}{h}\right)}$$

$$U_2 = \frac{1}{1 - \dfrac{775{,}5 \times 13{,}71}{32{,}1 \times 4000}} = 1{,}09$$

Le même résultat a été obtenu précédemment, en (i), par la méthode des charges horizontales fictives. Il suffit ensuite de considérer les résultats obtenus sur les figures 3.24 b et c et d'appliquer l'équation (3.42), en tenant compte du sens des efforts.



a) Analyse de la structure retenue



***b) Résultats de l'analyse** selon la figure 3.24 a*

***c) Résultats de l'analyse** selon la figure 3.21 c*

* les valeurs indiquées entre paranthèses résultent de l'addition des résultats obtenus en (b) et en (c). Ces résultats se comparent à ceux de la figure 3.22 a.

FIGURE 3.24 Distribution des efforts dans la charpente retenue latéralement; combinaison de chargement correspondant à l'équation (3.3).

$$M_{f_a} = -36{,}4 + 1{,}09 \times 77{,}0 = 47{,}5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{f_b} = 72{,}8 - 1{,}09 \times 51{,}4 = 16{,}8 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta_f = 1{,}09 \times 13{,}71 = 15 \text{ mm}$$

Ces résultats, aussi, s'apparentent à ceux déjà obtenus.

Précision optionnelle

Il convient, à cette étape-ci, d'examiner de plus près le facteur d'amplification donné par l'équation (3.41). On constate que pour des valeurs constantes de $\Sigma\, C_f$ et h, U_2 varie en fonction du rapport $\Delta_f / \Sigma\, V_f$. Or, ce dernier est aussi constant et égal à la constante de flexibilité, K, de l'équation (3.49) pour le demi-portique considéré. Il en résulte que $U_2 = 1{,}09$ est constant, quelle que soit la valeur de la charge horizontale fictive ou réelle appliquée au demi-portique.

À titre d'exemple, calculons le facteur d'amplification de la charpente pour la charge horizontale minimale suivante :

$$H_{\min} = 0{,}005 \times 776{,}4 = 3{,}88 \text{ kN}$$

Selon l'équation (3.49),

$$\Delta_f = 0{,}427 \times 3{,}88 = 1{,}66 \text{ mm}$$

$$U_2 = \frac{1}{1 - \dfrac{776{,}4}{3{,}88} \times \dfrac{1{,}66}{4000}} = 1{,}09$$

Le facteur d'amplification $U_2 = 1{,}09$ est le véritable facteur d'amplification du demi-portique. Pour retrouver la valeur de U_2 (égale à 1,22) que nous avons obtenue à l'aide de la méthode des charges horizontales fictives, et considérant la charge horizontale minimale, il nous faut modifier la flexibilité transversale du demi-portique de la façon suivante (voir la figure 3.24c ou la figure 3.22a) :

$$\Delta_{f\,\min} = 0{,}005\, h = 0{,}005 \times 4000 = 20 \text{ mm}$$

$$H_{\min} = 0{,}005 \sum C_f = 0{,}005 \times 776{,}4 = 3{,}9 \text{ kN}$$

De l'équation (3.49),

$$K = \frac{\Delta_f}{\sum V_f} = \frac{(13{,}71 + 20)}{(27{,}3 + 4{,}8 + 3{,}9)} = 0{,}94$$

La constante de flexibilité, avant transformation, était égale à 0,427. Ainsi,

$$U_2 = \frac{1}{1 - \left(\dfrac{\sum C_f}{\sum V_f} \times \dfrac{\Delta_f}{h} \right)} = \frac{1}{1 - \dfrac{\sum C_f}{h} K}$$

$$U_2 = \frac{1}{1 - \dfrac{776{,}4 \times 0{,}94}{4000}} = 1{,}22$$

Il ne reste plus, comme on l'a fait précédemment, qu'à appliquer l'équation (3.42) aux résultats obtenus sur les figures 3.24 b et c.

$$M_{f_a} = -36{,}4 + 1{,}22 \times 77{,}0 = 57{,}5\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{f_b} = 72{,}8 - 1{,}22 \times 51{,}4 = 10{,}1\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta_f = 1{,}22 \times 13{,}71 = 16{,}73\ \text{mm}$$

Ces résultats, à quelques arrondis près, s'apparentent à ceux obtenus à l'aide de la méthode des charges horizontales fictives (voir la figure 3.23).

c) Méthode des contreventements fictifs

Pour utiliser cette méthode, qui est présentée dans la section 3.8.8, il suffit d'insérer une diagonale de contreventement d'aire négative entre les noeuds A et C du demi-portique et de procéder à une analyse sur ordinateur. Les paramètres à considérer dans l'équation (3.47) sont présentés sur la figure 3.25. Les charges sollicitant la structure, ainsi que la valeur de C_f ont été obtenues de la figure 3.22a.

$$A_o = -\frac{776{,}4 \times 10^3 \times 7{,}21}{4 \times 70000 \times 0{,}83^2} = -29{,}0\ \text{mm}^2$$

La diagonale d'aire négative forcera la charpente à se déplacer davantage dans la direction de la charge transversale. Elle agit à l'inverse d'une diagonale d'aire positive. Les moments fléchissants et la flèche résultant de l'analyse sur ordinateur incluront les effets du deuxième ordre. La diagonale d'aire négative applique donc à la poutre BC une charge équivalente à la charge fictive convergée H' obtenue de l'équation (3.45) dans la méthode des charges horizontales fictives.

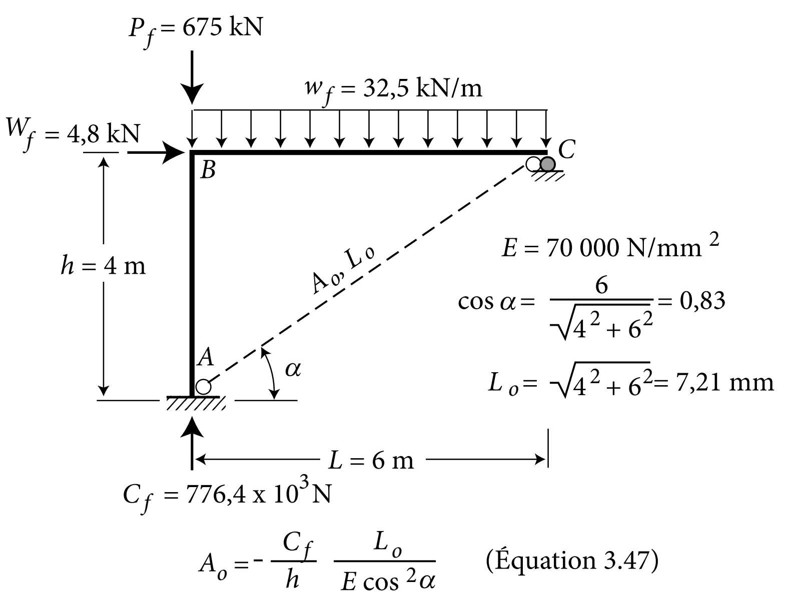


FIGURE 3.25 Application de la méthode des contreventements fictifs

RÉFÉRENCES

[3.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[3.2] EUROPEAN ALUMINIUM ASSOCIATION**,** ***Training in aluminium application technologies*** (TALAT), 2nd Edition, Brussels, Belgium, 2000

[3.3] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., ***Calcul des charpentes d'acier,*** Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794 p.), Tome 2, 2010 (611 p.)

[3.4] SHARP, M.L., ***Behavior and design ofaluminum structures***, McGraw-Hill, Inc. 1993.

[3.5] ARRIEN, P., BASTIEN, J., BEAULIEU, D., ***Remplacement d'un tablier de pont par un tablier en aluminium***, Rapport GCT-95-21. Département de génie civil, Université Laval, Québec, QC, Canada, 1995, 129 p.

[3.6] CONSEIL NATIONAL DE RECHERCHES CANADA, ***Code national du bâtiment- Canada 2015***, 14e Ed., Ottawa, Ontario, Canada, 2015.

[3. 7] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 1 : Basis of design and actions on structures***, ENV 1991-1, (R2006), Brussels, Belgium, 1991.

[3.8] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION 0FFICIALS, ***AASHTO LRFD bridge design specifications***, SI units, Washington, D.C., USA, 1997.

[3.9] PICARD, A. ***Analyse des structures,*** Éditions Beauchemin ltée, Laval, Québec, 1992.

[3.10] MAZZOLANI, F.M., ***Aluminium alloys structures***, 2nd Edition, E & FN SPO , 1995.

[3.11] PICARD, A., BEAULIEU, D., Calcul de la résistance pondérée en flexion des poutres à section mixte, ***Revue canadienne de génie civil***, vol. 10, n° l, 1983.

[3.12] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Canadian highway bridge design code***, CAN/CSA-S6:19, Rexdale, Ontario, 2019.

[3. 13] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual, Part 1 – B Specification for aluminum structures***, Washington, D.C., 2020.

[3.14] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures - Part 1.1 : General structural rules,*** ENV 1999-l-l, Brussels, Belgium, May 2007.

[3.15] AMERICAN WELDING SOCIETY, ***Structural Welding Code- Aluminum, ANSI/AWS D1.2/D1.2M:2014***, Miami, Florida, USA, 2014.

[3.16] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Design of steel structures***, CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[3.17] ROY, C., BEAULIEU, D., BASTIEN, J.**,** ***Évaluation du potentiel d'utilisation de J'aluminium dans les ouvrages d'art***, Rapport GCT -99-03, Département de génie civil, Université Laval, 1999, 166 p.

[3.18] ROY, C., BASTIEN,J., BEAULIEU, D., PICARD, A., MASSICOTTE, B., ***Utilisation de l'aluminium dans les ponts routiers,*** Rapport GCT-99-05, Département de génie civil, Université Laval, 1999, 79 p.

[3.19] ALLEN, D.E., RAINER,J.H., PERNICA, G., ***Building vibration due to human activities, Institute for Research in construction,*** paper no. 1489, Ottawa, Ontario, 1987.

[3.20] ALUMINUM COMPANY OF AMERICA, ***Alcoa structural handbook***, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, 1960.

[3.21] MARSH, C., ***Strength of aluminum,*** 5th Ed., Alcan Canada Products Ltd., 1983.

[3.22] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Cold formed steel structural members,*** CSA-S136-16, Rexdale, Ontario, 2016.

[3.23] STRUCTURAL STABILITY RESEARCH COUNCIL, ***Guide to the stability design criteria for metal structures,*** Chapter 3, 6th Ed., R.D. Ziemian Editor, John Wiley and Sons, 2010.

[3.24] CHEN, W.F., LUI, E.M., ***Structural stability – Theory and implementation***, Elsevier Science Publishing Co., N.Y., 1987.

[3.25] ALLEN, H.G., BULSON, P.S., ***Background to buckling,*** McGraw-Hill Book Co., U.K., 1980.

[3.26] TIMOSHENKO, S.P., GERE, J. M., ***Theory of elastic stability***, McGraw-Hill Book Co. Inc., N.Y., 2nd Ed., 1961 (Amazon Paperback, 2009).

[3.27] EULER, L., ***Sur la force des colonnes***, Mémoires de l'Académie Royale des Sciences et Belles Lettres, vol. 13, Berlin, 1759.

[3.28] BEAULIEU, D., PICARD, A., ***Le calcul et le cheminement des efforts dans les bâtiments,*** Compte rendu de la Conférence canadienne d'ingénierie des structures, Montréal, 1980.

[3.29] BEAULIEU, D., ADAMS, P.F., THE DESTABILIZING FORCES CAUSED BY GRAVITY LOADS ACTING ON INITIALLY OUR-OF-PLUMB MEMBERS IN STRUCTURES, Structural Engineering Report no. 59, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Edmonton, Alberta, 1977.

[3.30] BEAULIEU, D., ADAMS, P.F., ***Significance of structural out-of-plumb forces and recommendations for design,*** Can.J. Civ. Eng., Vol. 7, no. 1, 1980.

[3.31] BEAULIEU, D., ADAMS, P.F., ***The results of a survey on structural out-of-plumbs,*** Can.]. Ci v. Eng., Vol. 5, no. 4, 1978.

[3.32] GOTO, Y. , CHEN, W.F., ***Second-arder elastic analysis for frame design,*** J. Struct. Eng., A.S.C.E., Vol. 113, no. 7, 1987.

[3.33] AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, ***Specification for structural steel buildings - LRFD,*** Chicago, Illinois, 1986.

[3.34] GOEL, S.C., ***P – Δ and axial column deformation in aseismic frames,*** J. Struct. Div., A.S.C.E., Vol. 95, ST.8, 1969.

[3.35] ADAMS, P.F***., Design of steel beam-columns,*** Proceedings of the Canadian Structural Engineering Conference, Montreal, 1972.

[3.36] WOOD, B. , BEAULIEU, D. , ADAMS, P.F., ***Column design by the P–Δ method, J. Struct. Div. , A.S.C.E.,*** Vol. 102, ST.2, 1976.

[3.37] ADAMS, P.F., *The design of steel beam-columns, Canadian Steel Industries Construction Council,* Willowdale, Ontario, 1974.

[3.38] PICARD, A, ***Influence des effets sur le calcul des poteaux***, Publication de l'Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, 1976.

[3.39] WOOD, B., BEAULIEU, D. , ADAMS, P.F., ***Further aspects of column design by the P–Δ method,*** J. Struct. Div. A.S.C.E., Vol. 102, ST.3, 1976.

[3.40] KENNEDY, DJ.L., PICARD, A., BEAULIEU, D., ***New Canadian provisions for the design of steel beam-columns,*** Can.J. Civ. Eng. , Vol. 17, No. 6, 1990.

[3.41] LUI, E.C., ***A practical P-Delta analysis method for type FR and PR frames, A.I.S.C. Eng.Journal,*** Vol. 25, No. 3, 1988.

[3.42] NIXON, D., BEAULIEU, D. and ADAMS, ***P.F., Simplified second arder frame analysis, Can.J. Civ. Eng.,*** Vol. 2, No. 4, 1975.

[3.43] RUTENBERG, A., *A direct P-Delta analysis using standard plane frame computer programs, Computers and* ***Structures,*** Vol. 14, No. 1-2, 1981.

[3.44] RUTENBERG, A., ***Simplified P-Delta analyses for asymmetric structures,*** J. Struct. Div., A.S.C.E., Vol. 108, ST.9, 1982.

Chapitre 4

PIÈCES EN TRACTION

4.1 INTRODUCTION

Ce chapitre est le premier de la série portant sur le calcul des pièces constituant les charpentes d'aluminium. On distingue essentiellement les poutres, les poteaux, les pièces de contreventement et les assemblages, mais il est possible de décomposer plus finement, si on classe les éléments structuraux en fonction des efforts qui les sollicitent.

On identifie ainsi les pièces sollicitées en traction, en compression, en flexion, en torsion et en flexion composée. Dans ce dernier cas, la pièce fléchie peut aussi être sollicitée en traction, en compression ou en torsion. S'ajoutent à cette liste, les pièces soumises à des sollicitations alternées. Les assemblages, pour leur part, sont classés en deux grandes catégories : les assemblages mécaniques et les assemblages soudés. Cette classification définit le contenu du volume.

Il convient, au départ, d'aborder l'élément le plus facile à dimensionner, soit la pièce en traction. Une pièce soumise à un effort de traction pure est une pièce sollicitée par une force appliquée au centre de gravité de la section et tendant à allonger la pièce. La distribution des contraintes est en principe uniforme sur toute la section. Le calcul des pièces tendues ne semble pas difficile, à première vue, mais les problèmes apparaissent lorsqu'on examine ce qui se passe au droit des assemblages qui sont situés aux extrémités de la pièce et, parfois, le long de celle-ci. Dans ces zones de faible longueur par rapport à la longueur totale de la pièce, les contraintes ne sont pas uniformes.

Dans le dimensionnement des pièces sollicitées en traction, il faut donc empiéter sur les chapitres réservés aux assemblages, de façon à tenir compte des différents phénomènes qui affectent la résistance et le comportement de la pièce. Ils sont multiples, mais on ne s'attardera qu'à l'étude des principaux : rupture sur la section nette, excentricités et pertes de résistance liées à la présence de soudures. Le texte de ce chapitre servira d'introduction aux chapitres 7 et 8 qui couvrent en détail le dimensionnement des assemblages mécaniques et soudés.

4.2 CLASSIFICATION ET UTILISATION DES PIÈCES EN TRACTION

On peut classer les pièces travaillant en traction en quatre catégories, selon leur utilisation : les câbles, les tubes, les barres et plaques et, enfin, les profilés à section ouverte et à section composée (figure 4.1).

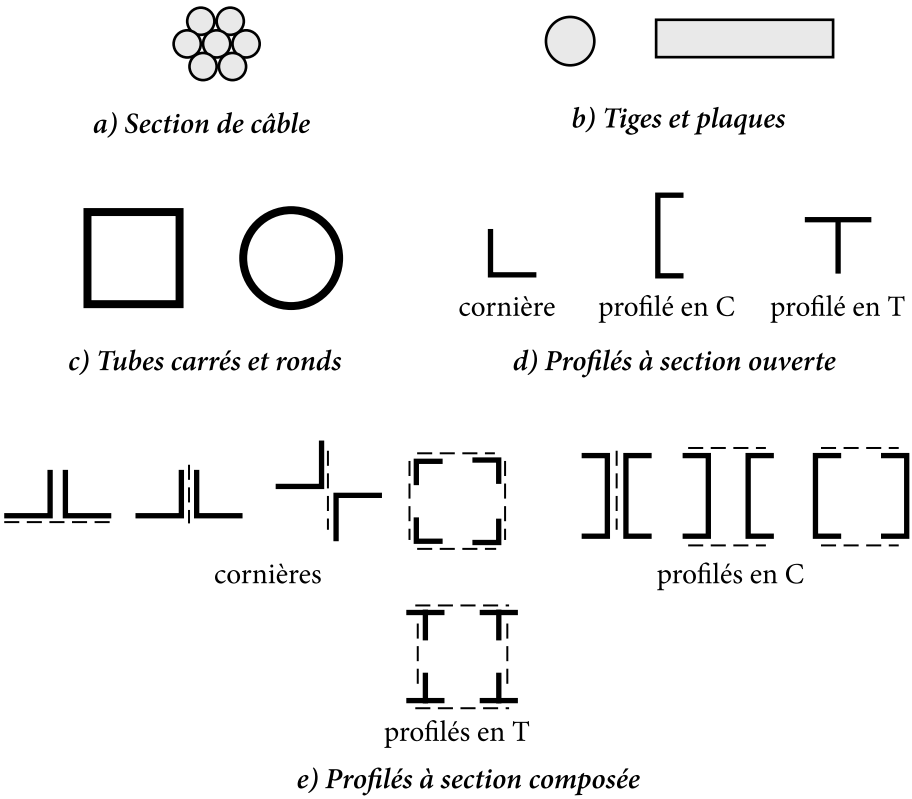


FIGURE 4.1 Exemples de section de pièces ou de profilés utilisés pour résister aux efforts de traction

4.2.1 Les câbles

Les câbles en aluminium n'ont pas d'application structurale autre que pour le transport de l'énergie électrique. Lorsqu'on doit recourir à des câbles pour supporter des structures d'aluminium, on utilise des câbles d'acier, lesquels sont plus résistants et moins déformables. Ils peuvent être recouverts d'aluminium, de façon à augmenter leur résistance à la corrosion.

4.2.2 Les tubes

Les structures spatiales tridimensionnelles de grande portée, utilisées par exemple comme toitures, représentent une utilisation spéciale et particulièrement intéressante des tubes en aluminium comme pièces en traction et en compression. L'optimisation du choix des pièces a démontré que les profils creux, carrés ou circulaires étaient les plus appropriés pour les charpentes spatiales, tout en étant les plus esthétiques. Il existe plusieurs systèmes d'ossature modulaire pour les charpentes bi- et tridimensionnelles et la plupart de ces systèmes sont brevetés. L'assemblage des pièces dans ces structures présente généralement des défis intéressants (figure 4.2a).

Les tubes d'aluminium sont aussi utilisés dans les structures de support de panneaux de signalisation, les ponts, les passerelles et les poutres à treillis pour, entre autres, résister aux efforts de traction (figure 4.2b).

4.2.3 Les barres et les plaques

Les barres et les plaques sont utilisées comme pièces travaillant en traction, principalement dans les contreventements verticaux en treillis, au moment de la construction, pour assurer la stabilité de la charpente (figure 4.2c). On les utilise aussi comme tirants dans diverses applications, comme dans les toitures inclinées de bâtiments légers et dans les façades (figure 4.2c). Ces pièces sont parfois laminées, mais elles sont surtout extrudées. Les tiges extrudées sont généralement préférées comme pièces de contreventement[4.1]. Lorsqu'on utilise des barres circulaires comme tirants ou contreventements, les extrémités sont souvent filetées, ce qui facilite l'assemblage et permet d'appliquer une tension initiale dans les barres. Cette tension initiale a pour fonction de réduire les vibrations. Lorsque les barres sont filetées, on doit tenir compte, dans les calculs de résistance, que les filets réduisent d'environ 25 % l'aire de la section.

4.2.4 Les profilés à section ouverte et à section composée

Les profilés simples les plus souvent utilisés pour résister aux efforts de traction sont les cornières, les profilés en C et les profilés en T (figure 4.1 d). En fait, le procédé d'extrusion permet l'utilisation d'une multitude de formes de sections pouvant satisfaire la plupart des besoins. Dans les structures d'aluminium, ce sont certainement les cornières qui ont reçu la faveur des concepteurs. C'est la raison pour laquelle elles ont fait l'objet de recherches intensives et de recommandations spéciales pour les calculs, comme nous le verrons plus loin. Les tours de radio et les tours de transmission pour le transport d'énergie électrique, sont une des applications des structures légères tridimensionnelles faisant usage des cornières.

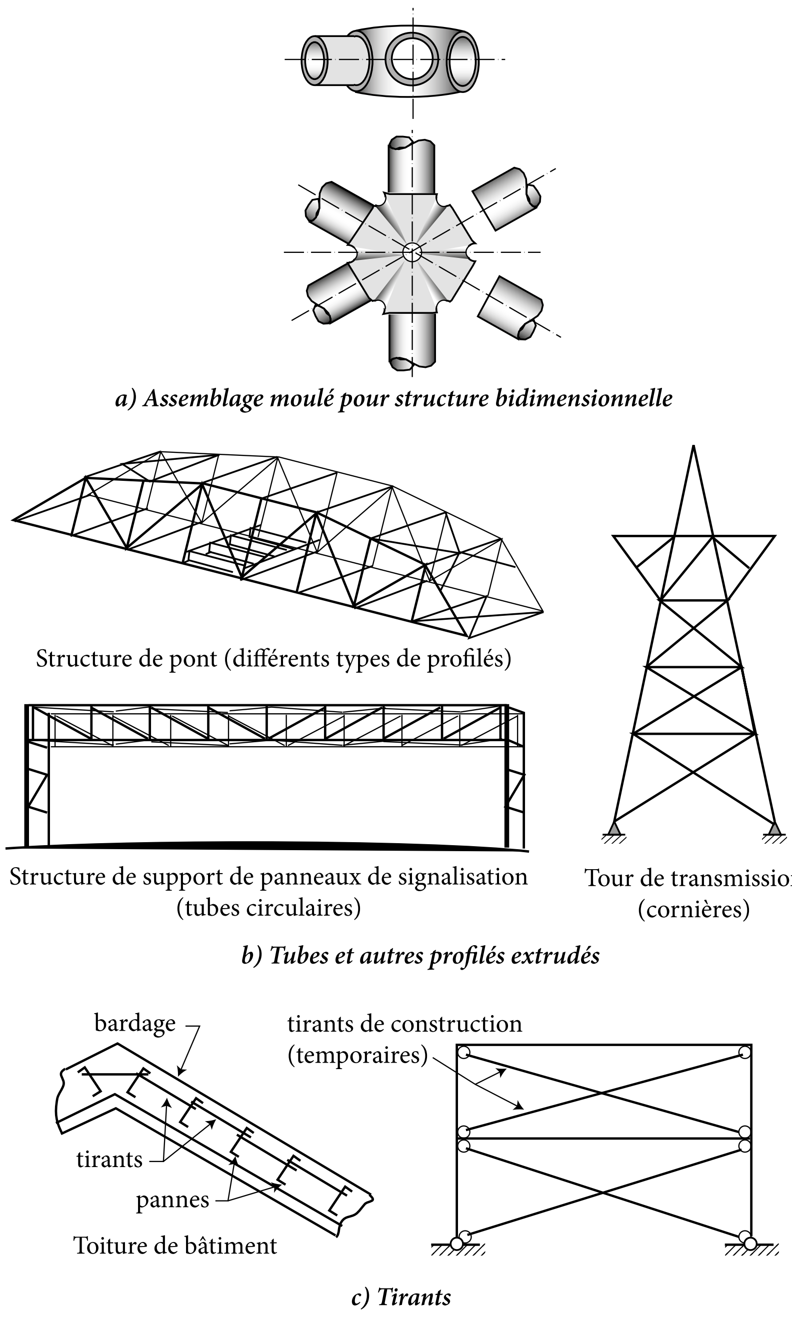


FIGURE 4.2 Utilisations de profilés et de pièces en aluminium pour résister aux efforts de traction

Lorsque les charges de traction ou de compression sont trop importantes pour que des profilés simples leur résistent, on a recours à des profilés à section composée. Plusieurs exemples courants de profilés à section composée sont illustrés sur la figure 4.1e. On utilise généralement des cornières, des profilés en C et des profilés en T qu'on relie soit par boulonnage ou soudage, si les profilés sont plus ou moins en contact, soit par des triangulations (pièces composées triangulées), soit par des traverses de liaison. Les pièces à section composée sont généralement utilisées comme poteaux, mais les sections impliquant deux cornières ou deux profilés en C sont aussi utilisées pour résister à la traction.

Dans ce type de pièces, les composantes de liaison, représentées par des traits discontinus sur la figure 4.1e, ne contribuent pas à l'aire de la section résistant à la traction ou à la compression. Elles servent à distribuer les efforts aux composantes principales et sont surtout mises en oeuvre lorsque la pièce est appelée à fléchir sous les charges. Elles jouent aussi le rôle d'éléments stabilisateurs le long de la pièce, parce qu'elles réduisent l'élancement des composantes principales (voir la section 3.7.5 et le chapitre suivant) et augmentent leur capacité de résistance aux battements et aux vibrations.

La principale règle concernant le calcul des pièces à section composée peut se résumer ainsi : *l'élancement d'une composante principale doit être plus petit ou égal à l'élancement global de toute la pièce*. Il existe plusieurs autres règles sur les pièces à section composée, mais ce sont surtout des règles empiriques concernant la construction des pièces.

Pièces assemblées rivetées constituant le pont Arvida
PHOTO : PAUL BOURQUE

4.3 COMPORTEMENT DES PIÈCES TENDUES EN ALUMINIUM

Le comportement général d'une *éprouvette* soumise à un essai de traction a été décrit à la section 2.9.2 et est représenté sur la figure 2.30. Ce comportement est caractérisé par deux contraintes, soit la limite élastique (F_y) et la contrainte de rupture (F_u). Si la contrainte n'excède pas la limite élastique, l'allongement est faible et la pièce retrouve sa longueur initiale lorsque la contrainte est relâchée. Si la contrainte sur toute la longueur de la pièce atteint la valeur limite F_u, la pièce subit de grandes déformations avant de se fracturer.

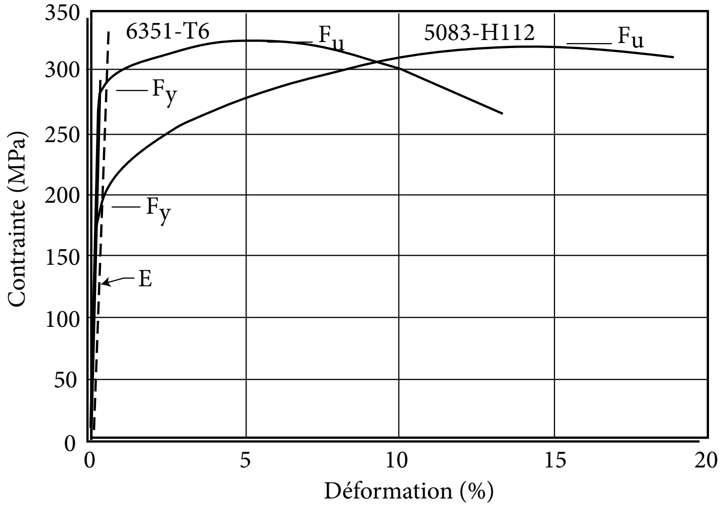
Le comportement des *pièces* en traction est semblable à celui des éprouvettes, mais il n'est pas tout à fait identique en raison de la présence de contraintes résiduelles. Ces contraintes sont parallèles à l'axe longitudinal de la pièce et résultent des procédés de fabrication. Elles sont en équilibre à l'intérieur de la pièce. Les contraintes résiduelles sont relativement plus petites dans les profilés extrudés que dans les pièces assemblées ou laminées et leur influence est beaucoup moins significative sur le comportement des pièces en traction que sur le comportement des pièces en compression, comme on le verra dans le prochain chapitre.

Il faut donc considérer deux états limites ultimes pour les pièces tendues, quel que soit le matériau utilisé. Le premier correspond à la plastification de la section brute et est caractérisé par une élongation mesurable de la section. Le deuxième état limite correspond à la *rupture de la pièce à la section nette critique ou a une section comportant une soudure transversale*. Ces états limites sont respectivement fonction de la limite élastique (F_y) et de la contrainte de rupture (F_u)·

Le premier état limite n'a pas de conséquences catastrophiques même s'il peut conduire à la mise hors service de la charpente, en raison de déformations trop grandes. Le comportement est *ductile* et il est généralement possible de déceler le problème avant qu'il ne soit trop tard. Le deuxième, par contre, est de nature *fragile* puisqu'il peut survenir sans avertissement et entraîner l'effondrement de la charpente. L'état limite impliquant la contrainte de rupture (F_u) est plus susceptible, on en conviendra, de se produire dans les assemblages. Puisqu'il comporte un plus grand risque, on lui impose une probabilité de rupture relativement moins élevée, ce qui se traduit par l'application d'un coefficient de tenue plus faible. Dans les conditions idéales, on s'assure aussi que le fluage de la pièce sur toute sa longueur se produit avant que la pièce ne se fracture au niveau des assemblages. Même si les assemblages se plastifient grandement en approchant la rupture, les élongations qui en résultent ne se répercutent pas de façon significative sur le comportement global de la pièce, puisque ces déformations sont très localisées.

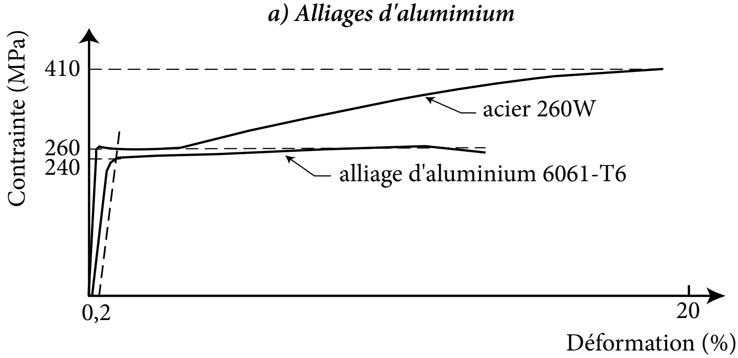
C'est ainsi que l'on dimensionne les pièces en traction dans les charpentes d'acier[4.2,4.3]. Il existe toutefois une différence entre le comportement en traction des spécimens en acier et celui des spécimens en aluminium, un peu comme le laisse entrevoir la discussion à la section 2.9.2 (figure 2.31) . C'est qu'il n'y a généralement pas de plateau élastique aussi bien défini pour les alliages d'aluminium que pour les aciers et, surtout, que l'écart est parfois très mince entre la limite élastique et la contrainte de rupture pour plusieurs alliages d'usage courant.

C'est ce qui est illustré sur la figure 4.3 où, en (a), la courbe contrainte-déformation de l'alliage 6351-T6 est comparée à celle de l'alliage 5083-H112 et, en (b), la courbe contrainte-déformation de l'alliage 6061-T6 est comparée à celle de l'acier de nuance G40.21-260W[4.4], qui s'y apparente. Il convient toutefois de noter que cette nuance d'acier est très peu utilisée, de nos jours. L'écart entre F_u et F_Y est de l'ordre de 100 % pour l'alliage 5083-H112 (voir le tableau 2.7), de 15 % pour l'alliage 6351-T6 et de moins de 10 % pour l'alliage 6061-T6, qui est certainement le plus utilisé dans les applications de génie civil. Pour l'acier 260W, la réserve est de 60 %. Les aciers d'usage le plus courant au Canada, soit les aciers de nuances 350W et 300W, ont des écarts respectivement égaux à 30 et 50 % entre F_u et F_Y.



Note : Les valeurs indiquées sur cette courbe peuvent ne pas correspondre avec celles du tableau 2.7 qui présente des valeurs minimales de résistance.

a) Alliages d'alumimium



b) Alliage d'aluminium versus acier (échelle approximative)

FIGURE 4.3 Courbes contrainte- déformation types

Cette différence rend encore plus importante la vérification des deux états limites pour le dimensionnement des pièces en aluminium en traction et justifie l'utilisation de coefficients de pondération au moins équivalents à ceux qui sont utilisés dans les charpentes d'acier.

Dans les charpentes d'acier, c'est souvent la limite élastique qui gouverne le calcul des pièces en traction ; dans les charpentes d'aluminium, ce sera plutôt la contrainte de rupture.

En ce qui a trait à la ductilité et à la résilience, dans les charpentes d'aluminium, tous les alliages se qualifient pour la traction, en particulier ceux présentés dans le tableau 2.7 ou dans le Tableau 1 de la référence [4.14]. Seuls quelques alliages utilisés en aéronautique présentent un comportement non résilient[4.5]. C'est le cas, en l'occurrence, de l'alliage 2014-T6.

4.4 AIRE NETTE EFFICACE

4.4.1 Influence des assemblages

Dans les charpentes d'acier, si l'assemblage d'une pièce travaillant en traction est réalisé à l'aide de soudure, et si toutes les parois constituant la section sont soudées, tel qu'illustré sur la figure 4.4, toute l'aire de la section de la pièce est théoriquement disponible pour résister à l'effort de traction et la pleine capacité de la pièce en traction peut généralement être développée. Cette situation ne peut se produire dans les charpentes d'aluminium pour des raisons qui deviendront évidentes dans la section 4.4.5.

Si on regarde maintenant du côté des assemblages boulonnés ou rivetés, il est assez évident, en raison de la nature même de ce type d'assemblage qui implique le perçage de trous dans les pièces, que la résistance de la pièce en traction sera réduite. La réduction n'est pas uniquement proportionnelle à la dimension relative des trous par rapport à la section brute de la pièce. En effet, interviennent d'autres phénomènes, telles les excentricités intrinsèques aux différents types d'assemblages et les distributions non uniformes des contraintes qui en découlent. Pour une pièce boulonnée, il peut aussi y avoir plusieurs modes de déchirement ou de séparation des pièces.

Le comportement d'une pièce en traction dépend donc fortement des assemblages aux extrémités. La figure 4.5, empruntée à la référence [4.6], illustre ce fait de façon éloquente pour une cornière soudée ou boulonnée à des goussets et sollicitée en traction. Ce sujet est étudié plus en détail dans les sections qui suivent.

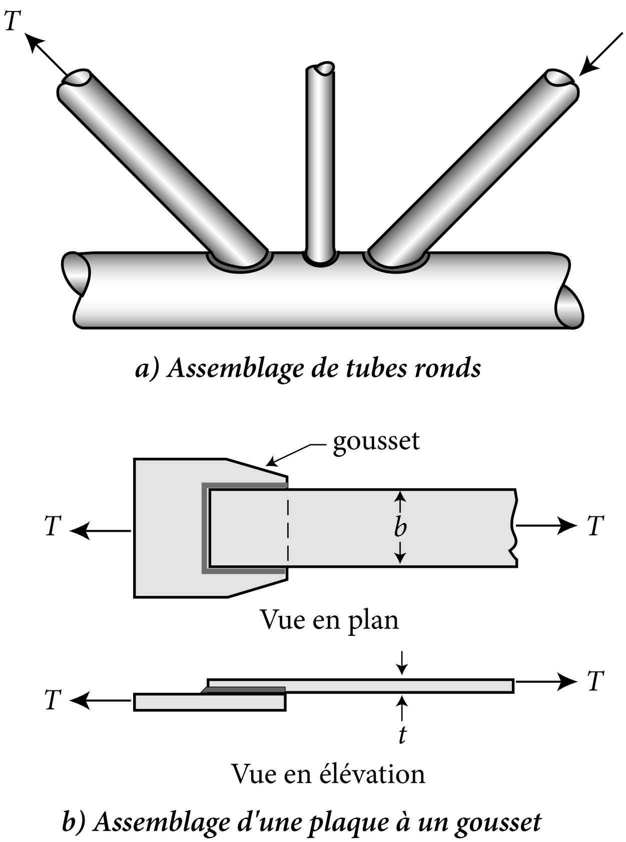


FIGURE 4.4 Section résistante au droit d'un assemblage soudé

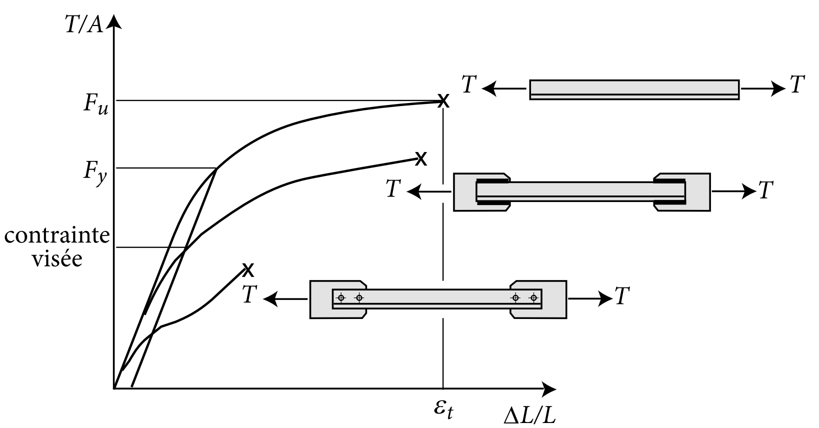


FIGURE 4.5 Comportement en traction d'une cornière

4.4.2 Aire nette efficace des assemblages boulonnés

Diamètre des trous

Dans les charpentes d'aluminium calculées selon la référence [4.7], le diamètre des trous (d_o) doit être légèrement plus grand que le diamètre (d) des boulons, selon la grosseur des boulons. Ainsi,

- pour $d \leq 12$ mm,

$$d_o = d + 1\,\text{mm} \tag{4.1}$$

- pour $d > 12$ mm,

$$d_o = d + 1{,}5\,\text{mm} \tag{4.2}$$

Le diamètre des trous utilisés pour le calcul de l'aire de la section nette doit être 2 mm plus grand que le diamètre des trous spécifié par les équations (4.1) et (4.2) pour les boulons et les équations (4.3) et (4.4) pour les rivets, afin de tenir compte des bavures qui se produisent dans le métal autour des trous, lors du perçage par poinçonnage.

Les trous d'assemblages boulonnés non soumis à la fatigue (chapitre 9) peuvent être poinçonnés lorsque l'épaisseur des plaques n'excède pas 12 mm. Les plaques de plus grande épaisseur, ainsi que celles sollicitées en fatigue, peuvent être poinçonnées, mais à un diamètre inférieur au diamètre requis, puis fraisées à la dimension finale. Il est souvent préférable de forer les trous dans tous les cas.

En ce qui a trait aux rivets (voir le chapitre 7), le diamètre des trous (d_0) utilisé pour le calcul de la section nette est limité aux valeurs suivantes, exprimées en fonction du diamètre (d) des rivets :

- pour $d \leq 12$ mm,

$$d_o = d + 0{,}8\,\text{mm} \tag{4.3}$$

- pour $d > 12$ mm,

$$d_o = d + 1{,}2\,\text{mm} \tag{4.4}$$

Les limites imposées aux dégagements peuvent être plus sévères pour des rivets spéciaux, tels les rivets aveugles, mais elles peuvent être plus libérales s'il peut être démontré que les rivets remplissent les trous après leur installation. Le diamètre des rivets varie généralement entre t et $3t$, où t est l'épaisseur des plaques assemblées.

Il peut être utile de comparer les recommandations de la référence [4.7] à celles d'autres normes.

Dans les charpentes d'acier[4.2], le diamètre des trous (d_o) utilisé pour le calcul de l'aire de la section nette doit être 2 mm plus grand que le diamètre des trous spécifié sur les plans d'atelier, afin de tenir compte des bavures qui se produisent dans le métal autour des trous, lors du perçage par poinçonnage. Sur les plans d'atelier, on spécifie généralement pour les trous, un diamètre plus grand de 2 mm que celui des boulons (d). Ainsi, $d_0 = d + 4$ mm. Si on sait d'avance que les trous seront forés et non poinçonnés, il est permis d'utiliser un diamètre (d) égal au diamètre des trous spécifiés, parce que le contour d'un trou foré présente moins d'imperfections que le contour d'un trou poinçonné. Ainsi, $d_0 = d + 2$ mm.

Aux États-Unis, les restrictions sur la dimension des trous et sur la précision de la fabrication des assemblages de charpentes d'aluminium sont aussi sévères qu'au Canada[4.1, 4.5]. On permet le forage et le poinçonnage des trous mais, dans ce dernier cas, les trous sont poinçonnés à un diamètre inférieur au diamètre requis, puis fraisés lorsque l'épaisseur des plaques excède le diamètre des trous. Le diamètre final des trous de boulons ne doit pas excéder le diamètre nominal de plus de 1,6 mm (1/16") sauf pour les assemblages antiglissement où la règle peut être moins sévère. Les calculs sont effectués en considérant la dimension réelle des trous forés ou poinçonnés puis fraisés, et le diamètre du trou plus 0,8 mm (1/32") pour les trous poinçonnés.

Aires nettes critiques

De façon générale, on définit l'aire de la section brute comme étant la somme du produit de la largeur (b) par l'épaisseur (t) de chacune des parois constituant la section :

$$A_g = \Sigma bt \tag{4.5}$$

S'il s'agit d'une pièce de forme quelconque, comme le tube montré sur la figure 4.4a, l'aire brute est, de toute évidence, égale à l'aire de la section.

L'aire de la section efficace (A_{ne}) doit être la somme des aires nettes critiques (A_{ni}) de chaque segment le long du tracé potentiel de résistance minimale passant ou non par les trous de boulons.

$$A_{ne} = \Sigma A_{ni} \tag{4.6}$$

L'aire nette critique d'une paroi sollicitée en traction, c'est-à-dire dont le plan est perpendiculaire à l'axe de l'effort de traction, est calculée avec l'équation suivante où b_n est la longueur nette et t est l'épaisseur de la paroi :

$$A_n = b_n t \tag{4.7}$$

Lorsque la section critique contient des *segments inclinés* par rapport à l'axe longitudinal de la pièce, comme c'est généralement le cas dans les assemblages dont les trous de boulons sont disposés en quinconce (figure 4.6), la section nette dépend alors du pas ou espacement longitudinal des trous (s), et de l'écartement, ou espacement transversal des trous (g). L'aire nette critique d'un segment incliné se calcule à l'aide de l'équation suivante où la quantité $s^2/4g$ est ajoutée à la projection de la surface sur un plan perpendiculaire à l'axe de l'effort de traction :

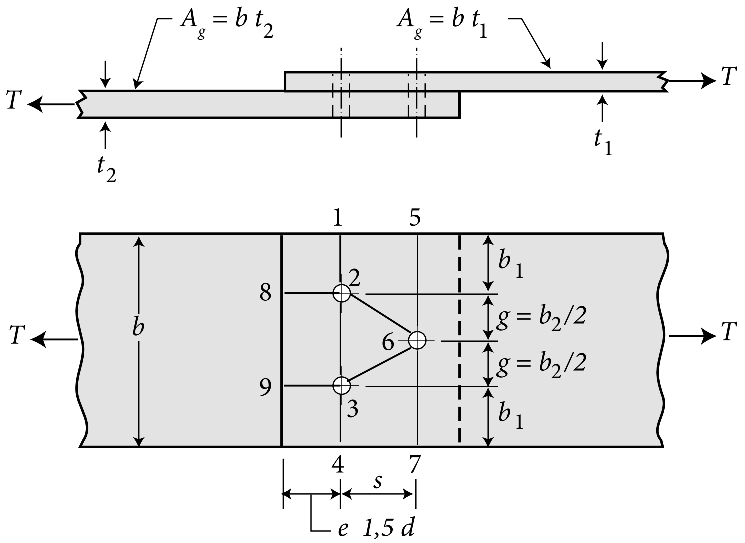
$$A_n = b_n\ t = \left(b_n + \frac{s^2}{4g}\right)t \tag{4.8}$$

La ligne de rupture passant par les boulons disposés en quinconce risque d'être critique lorsque $s^2 < 2g\, d_o$. Cette expression est facilement obtenue en considérant la relation suivante entre les équations (4.7) et (4.8): (4.8)<(4.7), c'est-à-dire, $(g-d_o)\, t + (s^2/4g)t < (g-d_o/2)t$.

L'aire nette critique d'un segment sollicité en cisaillement pur, c'est-à-dire dont le plan est parallèle à l'axe de l'effort de traction, est obtenue de l'équation suivante où L_n (à la rigueur, s_n) est la longueur nette du segment:

$$A_n = 0{,}6 L_n\, t \tag{4.9}$$

Cette aire est en fait une aire nominale, puisque la contraite de cisaillement sur l'aire nette ($L_n t$) est égale à 0,6 F_u.



1) Tracé 1-2-3-4 : $A_{ne} = b_n\, t_2 = (b - 2\, d_o)\, t_2$

2) Tracé 5-6-7 : $A_{ne} = b_n\, t_1 = (b - d_o)\, t_1$

3) Tracé 1-2-6-3-4 : $A_{ne} = \Sigma(b_n + b_n')\, t_1 = (b + 2\,\frac{s^2}{4g} - 3\, d_o)\, t_1$

4) Tracé 1-2-6-7 : $A_{ne} = (b + \frac{s^2}{4g} - 2\, d_o)\, t_1$

5) Tracé 8-2-6-3-9 : $A_{ne} = (0{,}6\, e_n + b_n')\, t_1$

$$= \left[2 \times 0{,}6\, e + 2\left(\frac{b_2}{2} + \frac{s^2}{4g}\right) - 3\, d_o\right] t_1$$

FIGURE 4. 6 Calcul de l'aire nette efficace

Dans le calcul de A_{ne}, il faut soustraire la largeur d_o de tous les trous ou portions de trous rencontrés le long d'une ligne de rupture.

Le segment de longueur *e*, situé *à l'extrémité de la pièce* et mesuré dans la direction de la charge, est la pince longitudinale. Cette dernière doit être supérieure ou égale à 1,5 fois le diamètre du boulon (voir le chapitre 7). Lorsqu'une pièce sollicitée en traction se déchire le long d'un tel segment (les lignes 8-2 et 9-3 pour l'assemblage de la figure 4.6), l'aire nette critique à considérer dans les calculs est égale à :

$$A_n = \left(0{,}6\,e\; - \frac{d_o}{2}\right) t \tag{4.10}$$

La valeur de A_{ne} retenue pour le calcul de la résistance à la traction de la pièce, est *la plus petite des valeurs calculées* considérant tous les tracés potentiels de résistance minimale. Pour l'exemple de la figure 4.6, ce sera la plus petite valeur de A_{ne} obtenue pour chacune des cinq tracés considérés.

Si la pièce en traction comprend des trous dans plus d'un plan, comme dans le cas d'une des cornières illustrées sur la figure 4.11, il suffit de déplier la section et d'appliquer les équations précédentes, en considérant les ajustements indiqués sur la figure 4.7 pour le calcul de la largeur brute (b_g) et de l'écartement (g_4) des trous.

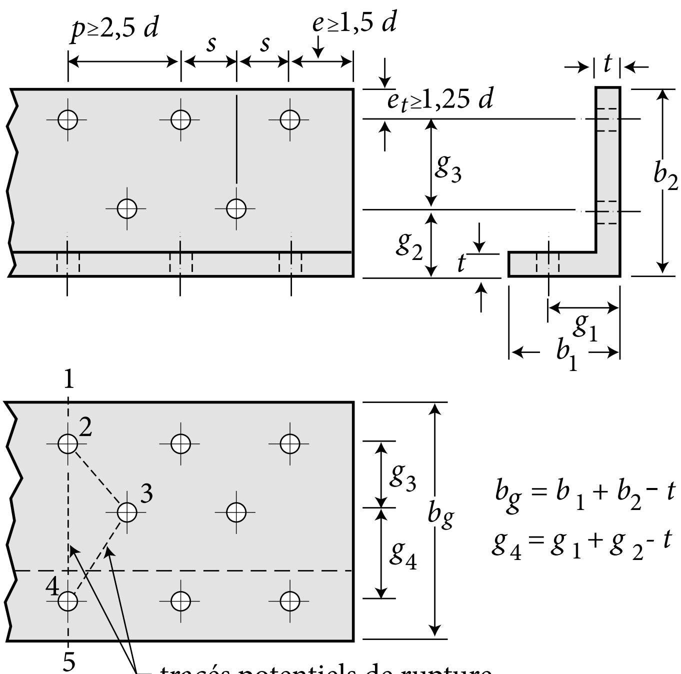


FIGURE 4.7 Cornière en traction boulonnée sur les deux ailes

Lorsque n boulons sont espacés de façon uniforme d'une distance p et sont disposés en forme de cercle pour résister à un torque, tel qu'illustré sur la figure 4.8, l'aire nette efficace de l'assemblage se calcule à l'aide de l'équation suivante :

$$A_{ne} = 0{,}6n\,(p - d_o)\,t \tag{4.11}$$

Le couple de résistance (M_r), obtenu en multipliant A_{ne} par la résistance ultime pondérée $\varphi_u\, F_u$ et le rayon R, est sécuritaire, tel que démontré par des essais.

Un exemple de calcul de l'aire nette efficace (exemple 4.1) est présenté à la section 4.6.

Il convient, à cette étape-ci, de devancer quelque peu la matière du chapitre 7 et d'identifier quelques dispositions constructives concernant les boulons. Tel qu'illustré sur la figure 4.7, l'espacement ou pas (p) minimal entre les boulons est fixé à 2,5 d, la pince longitudinale (e) ne doit jamais être inférieure à 1,5 d et la pince transversale (e_t) minimale est égale à 1,25 d.

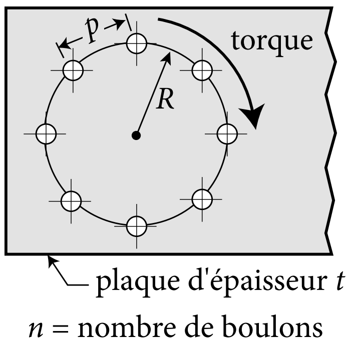


FIGURE 4.8 Assemblage circulaire sollicité en torsion

4.4.3 Excentricités dans les assemblages boulonnés

Lorsqu'une force de traction est transmise à certaines parties seulement de la section d'une cornière ou d'un profilé en C, en T, en Z ou en I par des connecteurs mécaniques ou par des soudures, la pièce ne travaille pas efficacement et sa résistance est réduite. On en tient compte de deux façons: soit en évaluant l'influence de l'excentricité sur le comportement de la pièce, soit en tenant compte du décalage en cisaillement. La référence [4.7] favorise cette dernière approche, mais les deux seront considérées dans la présente section.

Il arrive souvent que pour transmettre une force de traction (T) à une pièce, on soit obligé d'utiliser un assemblage qui, à cause de son excentricité (e) par rapport à l'axe longitudinal de la section, induit des efforts secondaires de flexion dans la pièce. C'est le cas, entre autres, d'une cornière attachée au joint par une seule aile (figure 4.9a) ou du cas extrême d'une poutre en I, elle aussi reliée à un autre élément par une seule aile (figure 4.9b).

Pour une section avec une aire brute A et un module de section brute S, lorsque la charge (T) agit sur l'excentricité (e) et que la contrainte sur la fibre extrême en traction est limitée à F_y, on a :

$$F_y = \frac{T}{A} + \frac{T\,e}{S}$$

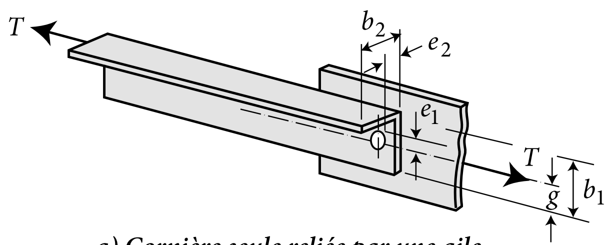
Ainsi,

$$T = \frac{F_y}{\dfrac{1}{A} + \dfrac{e}{S}}$$

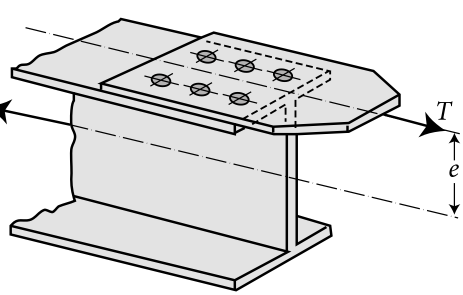
Si on transforme cette équation comme suit, on obtient les différentes formulations utilisées dans les références [4.15] et [4.7] dans son édition 2005.

$$T = \frac{A\,F_y}{1 + \dfrac{e\,A}{S}} = \frac{A\,F_y}{1 + \dfrac{e\,c\,A}{I}} = \frac{A\,F_y}{1 + \dfrac{e\,c}{r^2}} = \frac{A\,F_y}{1 + \left(\dfrac{e}{r}\right)^2}$$

Pour les sections fléchies par rapport à un axe principal (figure 4.9b), la variable c est, en fait, l'excentricité e puisque le module de section S est celui qui est relatif aux fibres tendues de la section. La dernière formulation de l'équation précédente ne s'applique donc que lorsque cette condition est satisfaite.



a) Cornière seule reliée par une aile



b) profilé en I relié par une aile

FIGURE 4.9 Assemblages excentriques

Ainsi, pour tenir compte des contraintes supplémentaires de flexion dans les pièces avec assemblages excentriques, la référence [4.7] dans son édition 2005 proposait l'équation (4.12) qui, même si elle a été dérivée pour un comportement élastique le long de la pièce (apparition de F_y dans les fibres extrêmes de la pièce), s'applique aussi lorsque la pièce se plastifie (sections compactes)[4.10]. La même équation est utilisée pour simuler le comportement aux joints où la contrainte, comme nous l'avons vu, peut atteindre la limite de rupture (F_u). Il suffit donc d'utiliser l'aire réduite brute efficace (A'_{ge}) et l'aire réduite nette efficace (A'_{ne}), données par les équations suivantes, dans les équations de résistance qui seront présentées à la section 4.5.

$$A'_{ge} = \frac{A_g}{1 + e\dfrac{A_g}{S_g}} \tag{4.12}$$

$$A'_{ne} = \frac{A_n}{1 + e\dfrac{A_n}{Z_n}} \tag{4.13}$$

Dans l'équation (4.12), A_g est l'aire de la section brute, S_g est le module de section élastique de la section brute calculé par rapport à la fibre extrême en traction, et e est l'excentricité de l'assemblage (à ne pas confondre avec la pince longitudinale), mesurée par rapport à l'axe de flexion de la pièce (figure 4.9).

Dans l'équation (4.13), A_n est l'aire nette critique de la section, telle que calculée dans la section 4.4.2, et Z_n est le module de section plastique de la section nette, évalué de façon approximative à l'aide de l'équation suivante dérivée pour la flexion élastiqué[4.15], dans laquelle S_n et S_g ont été remplacés par Z_n et Z_g:

$$Z_n = Z_g - \Sigma(d_o t)_i\, y_i \tag{4.14}$$

Dans l'équation (4.14), $(d_0\, t)$ est l'aire d'un trou de boulon situé à une distance y de l'axe neutre de la section. La référence [4. 7], édition 2005, suggère de négliger le changement de position de l'axe neutre de la section dû à la présence de trous pour le calcul de Z_n (ou S_n).

L'équation (4.13) est une *équation générale*, applicable à la plupart des profilés. Toutefois, les cornières, de même que les profilés en C et en T, font l'objet de recommandations particulières dans l'édition 2005 de la référence [4.7].

Pour une cornière seule, assemblée à l'aide *d'un seul boulon* sur une de ses ailes (figure 4.10a), la contribution de l'aile non retenue est totalement négligée dans le calcul de l'aire réduire nette efficace. Ainsi,

$$A'_{ne} = (2g - d_o)t \leq (b_1 - d_o)t \tag{4.15}$$

Lorsque le boulon est situé trop près du bord libre, la cornière est pénalisée, puisque le terme $2g$ devient plus petit par rapport à b_1. L'équation (4.15) a été retenue par la référence [4.7] pour les cornières. Elle recommande aussi que pour les pièces raccordées par une seule ligne transversale de connecteurs mécaniques comprenant deux connecteurs ou plus, l'aire réduite nette efficace (A'_{ne}) soit égale à la somme des aires nettes efficace de chaque élément raccordé.

Lorsque la cornière de la figure 4.10a est connectée à l'aide *de deux boulons*, ou plus, sur une file parallèle au sens de l'effort de traction, l'équation suivante s'applique :

$$A'_{ne} = (2g + \frac{b_2}{3} - d_o)t \leq (b_1 + \frac{b_2}{3} - d_o)t \quad (4.16)$$

On admet ainsi que la cornière est capable de développer le tiers de la capacité de l'aile non reliée.

Les cornières dos à dos reliées sur le même côté d'un gousset (figure 4.10b), les profilée en C boulonnés sur l'âme à un gousset (figure 4.10c) et les profilés en T reliés au gousset par leur aile (figure 4.10d), ont une aire nette efficace égale à l'aire nette des parois boulonnées plus la moitié de l'aire des parois non attachées, ou :

$$A'_{ne} = A_n - \frac{A_f}{2} \quad (4.17)$$

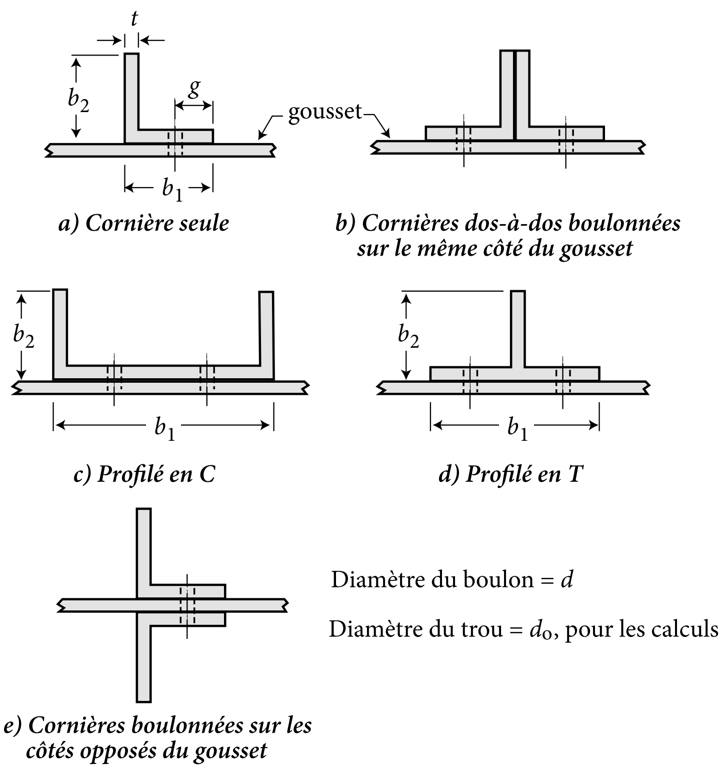


FIGURE 4.10 Cornières, profilés en C et profilés en T assemblés de façon excentrique

Dans cette équation, A_n est l'aire nette de la section totale, c'est-à-dire A_g moins l'aire des trous de boulons ($d_o\, t$), et A_f est l'aire des parois non boulonnées.

Enfin, lorsque les cornières sont situées de part et d'autre du gousset, tel qu'illustré sur la figure 4.10e, l'aire nette effective s'évalue de la façon suivante :

$$A'_{ne} = A_n - \frac{A_f}{4} \tag{4.18}$$

On reconnaît que cette disposition des cornières est plus efficace que celle montrée sur la figure 4.10b, au droit de l'assemblage.

La référence [4.1] contient des recommandations équivalentes pour les cornières mais avec des contributions plus ou moins importantes des ailes non reliées à l'aire réduite nette efficace. Elle ne donne toutefois aucune indication sur les autres types de sections. Elle souligne de plus que, lorsque la cornière est reliée au gousset par les deux ailes, de la façon illustrée sur la figure 4.11, la pleine capacité de la cornière peut être développée par l'assemblage, c'est-à-dire que $A'_{ne} = A_n = A_g - \Sigma\,(d_o\, t)$. Il faut toutefois que la cornière d'attache soit dimensionnée pour résister à au moins la moitié de la charge de traction et qu'elle comporte un minimum de deux boulons sur chaque aile.

De sérieuses réserves ont été émises quand à l'efficacité de l'assemblage montré sur la figure 4.11. Une série d'essais a en effet démontré que la cornière d'attache ne joue pas vraiment le rôle qu'on lui attribue[4.16].

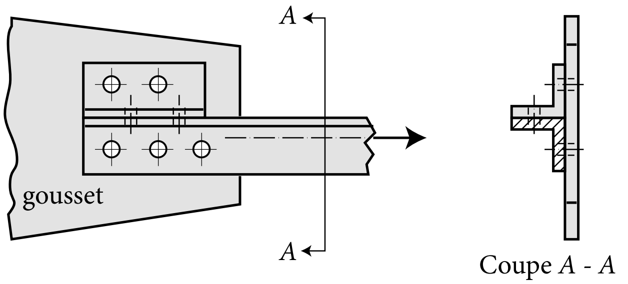


FIGURE 4.11 Assemblage de cornière « renforcé »

4.4.4 Décalage en cisaillement

La référence [4.7], ainsi que d'autres normes et codes utilisent une approche différente basée sur le concept de décalage en cisaillement pour tenir compte de la distribution non uniforme des contraintes dans les pièces en traction assemblées par l'entremise de quelques parois seulement ou assemblée de façon excentrique[4.2, 4.3, 4.11]. Les assemblages montrés sur la figure 4.12 sont de type courant et illustrent assez bien la distribution non uniforme des contraintes qui se développent dans l'âme d'une section en I, lorsque les ailes seules sont boulonnées, rivetées ou soudées à des goussets à l'extrémité de la pièce, et dans l'aile libre d'une cornière, lorsqu'une seule aile est reliée à un gousset.

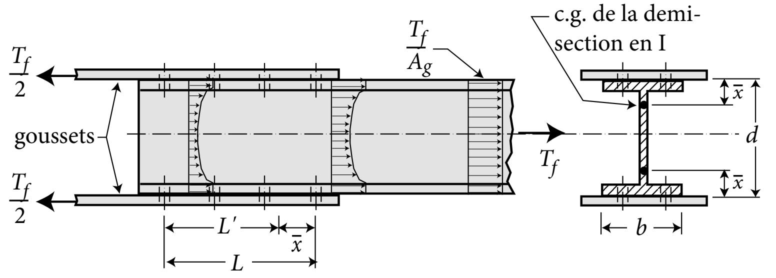
Plus les plaques non reliées sont profondes, plus l'effet de l'excentricité est significatif. En d'autres termes, l'efficacité d'une section est réduite si l'aire de la section des composantes non reliées augmente par rapport à l'aire totale de la section de la pièce sollicitée en traction. La distance $\bar{x}$, mesurée entre le plan de cisaillement et le centre de gravité de la portion de la pièce tributaire du gousset sur la figure 4.12, est une mesure approximative de l'importance du décalage en cisaillement et de l'effet de l'excentricité de la connexion.

On admet aussi que, plus l'assemblage est long, plus grandes sont les chances que la distribution des contraintes soit uniforme à la fin d'un assemblage sollicité de façon concentrique. La longueur L, mesurée sur la figure 4.12 entre le premier et le dernier boulon ou entre le début et la fin d'un cordon de soudure, selon le cas, est une autre dimension à considérer pour la mesure de cet effet.

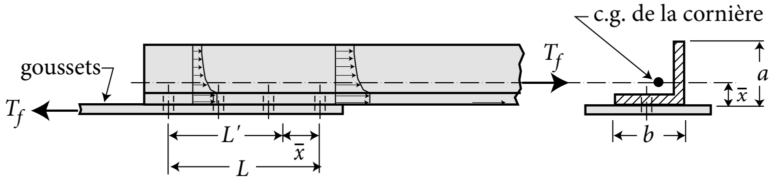
Pour tenir compte de l'influence du décalage en cisaillement des connexions, il est possible de regrouper les paramètres $\bar{x}$ et L à l'intérieur d'une équation empirique de formulation simple. L'aire réduite nette efficace de la section résistante au droit de l'assemblage est égale à:

$$A'_{ne} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) A_{ne} \tag{4.19}$$

Il a suffi, en fait, de réduire la longueur L à une longueur effective L', tel qu'illustré sur la figure 4.12, et de calculer le rapport L'/L pour obtenir le terme entre parenthèses dans cette équation; A_{ne} est l'aire de la section efficace nette, c'est-à-dire la somme des aires nettes critiques de la section.



a) Ailes d'une section en I reliées à des goussets (décalage en cisaillement)



Note : Pour les cornières, les profilés en C et les profilés en T, voir aussi les équations (4.12) à (4.18).

b) Aile d'une cornière reliée à un gousset (excentricité)

Note : Dans les assemblages soudés, des cordons de soudure latéraux remplacent les boulons.

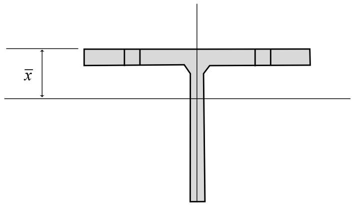
FIGURE 4.12 Effet du décalage en cisaillement et effet de l'excentricité des connexions boulonnées ou soudées dans les pièces en traction

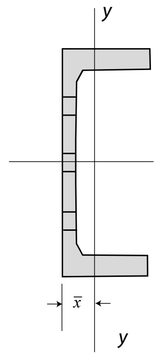
L'équation (4.19) a donné de bons résultats lorsque comparée aux résultats de très nombreux essais réalisés en laboratoire sur des assemblages en acier[4.11]. Son utilisation dans la pratique pose cependant certains problèmes lorsqu'il s'agit de faire un premier choix de section. La référence [4.2] contourne cette difficulté en recommandant l'utilisation de valeurs sécuritaires dérivées de l'équation (4.19) pour différentes catégories de *sections en acier*. La référence [4.7] a adopté une approche similaire en recommandant l'utilisation des aires réduites nettes efficaces présentées au tableau 4.1 pour les sections en I, en C, en T et pour les cornières.

TABLEAU 4.1 Aire réduite nette efficace tenant compte du décalage en cisaillement

a)	pour les sections en I raccordées seulement par l'âme ou plus,	
	i)	au moyen de quatre lignes transversales de connecteurs ou plus : $A'_{ne} = 0{,}90\ A_{ne}$;
	ii)	au moyen de trois lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}80\ A_{ne}$; *ou*
	iii)	au moyen de deux lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}60\ A_{ne}$;
b)	pour les sections en I raccordées seulement par les semelles,	
	i)	au moyen de quatre lignes transversales de connecteurs ou plus : $A'_{ne} = 0{,}90\ A_{ne}$; ou
	ii)	au moyen de trois lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}80\ A_{ne}$;
	iii)	au moyen de deux lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}70\ A_{ne}$;
c)	pour les profilés en C raccordés par l'âme,	
	i)	au moyen de quatre lignes transversales de connecteurs ou plus : $A'_{ne} = 0{,}90\ A_{ne}$;
	ii)	au moyen de trois lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}85\ A_{ne}$; *ou*
	iii)	au moyen de deux lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}70\ A_{ne}$;
d)	pour les profilés en T raccordés par la semelle,	
	i)	au moyen de trois lignes transversales de connecteurs ou plus : $A'_{ne} = 0{,}80\ A_{ne}$; ou
	ii)	au moyen de deux lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}60\ A_{ne}$;
e)	pour les cornières raccordées par une aile,	
	i)	au moyen de quatre lignes transversales de connecteurs ou plus : $A'_{ne} = 0{,}90\ A_{ne}$;
	ii)	au moyen de trois lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}60\ A_{ne}$; ou
	iii)	au moyen de deux lignes transversales de connecteurs : $A'_{ne} = 0{,}50\ A_{ne}$.

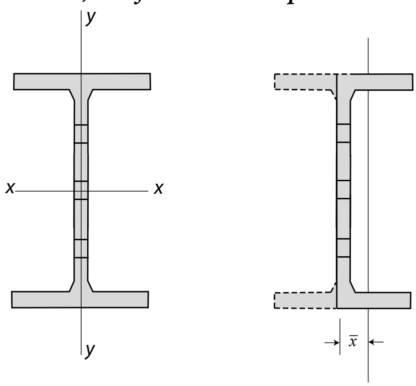
La figure 4.13 définit l'excentricité $\bar{x}$ pour certains profilés couramment utilisés en pratique. Dans le cas des poutres en I raccordées uniquement par leurs semelles, la section est divisée au centre de l'âme pour former deux profilés en T identiques et l'excentricité $\bar{x}$ est la distance entre la face extérieure de la semelle et le centre de gravité du T, mesurée parallèlement à la semelle (voir les figures 4.12a et 4.13a). Lorsque le profilé en I est raccordé uniquement par l'âme, l'excentricité est déterminée en enlevant les porte-à-faux de la semelle d'un côté et en considérant la partie restante du profilé, tel qu'illustré sur la figure 4.13c. Le calcul est donc similaire à celui du profilé en C montré sur la figure 4.13b.

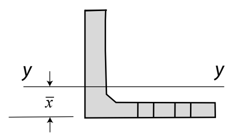




a) Profilé en T relié par la semelle

b) Profilé en C relié par l'âme





c) Poutre en I reliée par l'âme

d) Cornière reliée par une aile

FIGURE 4.13 Calcul de la variable $\bar{x}$ de l'équation (4.19) pour quelques profilés

Des exemples de calcul tenant compte de l'excentricité des assemblages sont présentés à la section 4.6.

4.4.5 Section efficace des pièces soudées

On a vu à la section 2.6.1 que le soudage des alliages d'aluminium change de façon significative les propriétés de ces alliages. Les alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000) retournent à leur condition de recuit (figure 2.25) et les alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000) sont mis en solution (figure 2.27). Il en résulte des pertes de résistance pratiquement impossibles à récupérer sauf lorsque l'assemblage subit un traitement thermique approprié après le soudage. L'importance de ces pertes de résistance est représentée schématiquement sur la figure 2.14. Il faut accepter le fait que l'aluminium soudé ne se comporte pas comme l'acier soudé.

Cela implique que les propriétés mécaniques d'un alliage d'aluminium changent sur la section en fonction de la présence de soudures. Pour en tenir compte, on dispose de deux moyens. Le premier consiste à *réduire de façon ponctuelle l'épaisseur des pièces* dans les *zones affectées thermiquement* (communément appelées ZAT) et de calculer de nouvelles propriétés de section à utiliser avec F_y ou F_u dans les calculs de résistance. Le deuxième consiste à calculer une *contrainte pondérée* en fonction des surfaces relatives affectées ou non thermiquement et à utiliser ces contraintes avec les propriétés géométriques non modifiées de la section. Une de ces deux techniques est toujours utilisée pour calculer les valeurs de résistance, en fonction du type de membrure, de l'application et de la norme retenue.

Avant de présenter les recommandations des normes et dans une perspective pratique, il convient d'examiner de façon plus attentive comment le soudage affecte l'aluminium[4.5, 4.6, 4.12].

Il faut d'abord faire la distinction entre les soudures longitudinales et les soudures transversales dans les pièces. Les soudures transversales sont surtout concentrées dans la région des assemblages et affectent la pièce localement alors que les soudures longitudinales sont généralement présentes sur toute la longueur de la pièce et affectent les propriétés de la section de la pièce. La figure 4.14 illustre quelques applications courantes de soudures longitudinales et transversales.

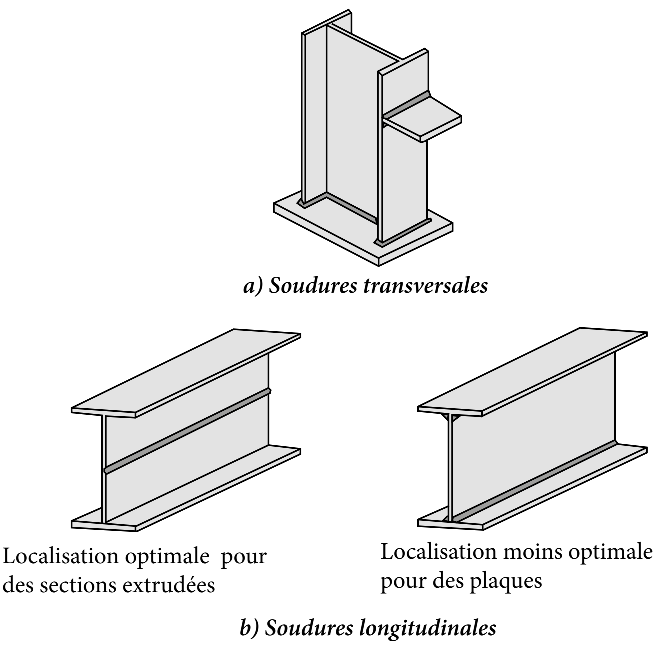


FIGURE 4.14 Orientation et localisation des soudures dans les pièces

L'influence du soudage est visible dans les tableaux 2.7 et 2.9 lorsqu'on compare les résistances des alliages soudés (F_{wy} et F_{wu}) à celles des alliages non soudés (F_y et F_u). Ces valeurs sont obtenues d'essais de traction sur éprouvettes, du type de ceux décrits à la sous-section 2.9.2 et tiennent compte de plusieurs facteurs [4.1, 4.5]. Les résistances des tableaux 2.7 et 2.9 peuvent être *utilisées directement dans les calculs,* tel que décrit à la section 2.9.3. Si on tente de les comparer aux valeurs présentées dans d'autres documents, on réalise que les valeurs ne correspondent pas toujours, pour les raisons qui suivent.

Les mesures des déformations sont généralement effectuées sur une longueur de référence de 50 mm sur les éprouvettes d'alliages *non soudés* sollicitées en traction. Lorsqu'on teste une éprouvette obtenue en découpant transversalement une soudure à rainure reliant deux plaques (figure 2.24), la longueur de référence peut changer d'un pays à l'autre ou d'une norme à l'autre. Par exemple, si on utilise une longueur de référence de 250 mm, la déformation relative de la soudure sera réduite et donnera une résistance F_{wy} en apparence plus élevée. Si, par contre, on mesure la résistance en traction des soudures *longitudinales*, l'éprouvette découpée dans la soudure aura les propriétés de cette dernière sur toute sa longueur.

On peut maintenant revenir à la méthode de calcul pour tenir compte des réductions de résistance en traction causées par les soudures dans les pièces sollicitées en traction.

Soudures transversales

Pour tenir compte des soudures transversales, on n'a pas à calculer de section nette efficace. On verra donc, à la section 4.5, comment elles sont considérées dans les équations de résistance pour la traction et, dans le prochain chapitre, comment elles affectent les équations de résistance pour la compression.

Soudures longitudinales

Lorsque des portions de la section transversale d'une pièce sont affectées par le soudage, il faut calculer une *épaisseur efficace*, t_m, pour chacune des plaques situées dans *les zones affectées thermiquement.* Il était convenu dans l'édition antérieure à la référence [4.7] que les zones de capacité réduite s'étendaient 25 mm de chaque côté d'une soudure, quelle que soit la méthode de soudage utilisée ou quelle que soit l'épaisseur de la pièce, tel qu'illustré sur la figure 4.15. Il est aussi convenu que la zone s'évalue par rapport au centre de la soudure, pour les soudures à rainure (voir le chapitre 8) et que les zones s'évaluent par rapport au talon pour les soudures d'angle , tel qu'illustré sur la figure.

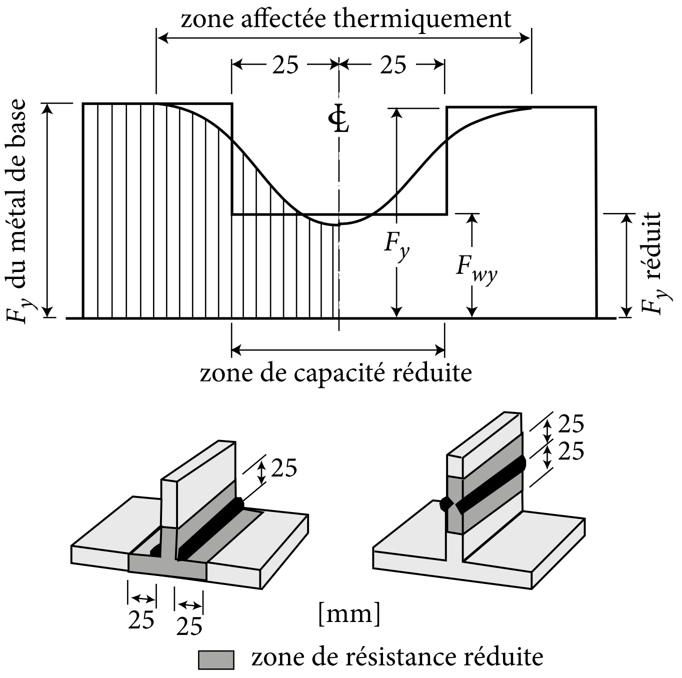
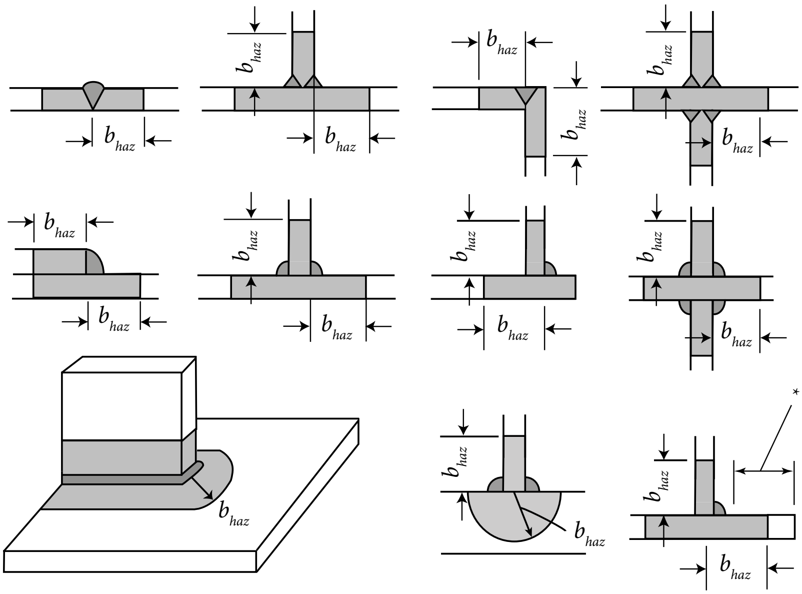


FIGURE 4.15 Définition de zone affectée thermiquement et de zone de capacité réduite[4.6]

La référence [4.7] a finalement adopté les dispositions de la référence [4.8] qui découlent d'études exhaustives sur l'affaiblissement de l'aluminium soudé. La zone affectée thermiquement (ZAT, ou encore zone thermiquement affectée, ZTA) s'étend sur une distance b_{haz} dans n'importe quelle direction à partir d'une soudure, tel qu'illustré sur la figure 4.16. Dans un matériau épais, les limites de la ZAT peuvent être considérées incurvées selon un rayon b_{haz}.

Pour des soudures de type MIG (ou GMAW ; voir le chapitre 2) sur des alliages des séries 5000, 6000 et 7000, les valeurs de b_{haz} doivent être déterminées selon le tableau 4.2. Dans le cas d'une soudure de type TIG, b_{haz} est égal à 30 mm pour des épaisseurs inférieures ou égales à 6 mm. Lorsque les pièces à souder ont des épaisseurs différentes, on suggère de considérer une épaisseur t moyenne dans l'utilisation du tableau 4.2. D'autres considérations pour l'évaluation de l'importance des zones de capacité réduite par soudage sont présentées dans les références [4.7] et [4.8].



* Si cette distance est inférieure à $3b_{haz}$, il faut supposer que la ZAT s'étend sur toute la largeur de la saillie

FIGURE 4.16 Modèles d'évaluation des zones de capacité réduite par le soudage[4.7, 4.8]

TABLEAU 4.2 Étendue des ZAT selon l'épaisseur des éléments reliés par soudage

Épaisseur des parois (mm)	b_{haz}
$t \leq 6$	20
$t < t \leq 12$	30
$12 < t \leq 25$	35
$t > 25$	40

Lorsque la résistance est contrôlée par la limite élastique, c'est-à-dire par la plastification,

$$t_m = t\,\frac{F_{wy}}{F_y} \leq t \tag{4.20}$$

Dans cette équation, l'épaisseur originale (t) est réduite dans la proportion des limites élastiques du métal affecté par le soudage et du métal de base. Avec cette épaisseur réduite, on calcule une section efficace qui sera en mesure de résister aussi bien aux charges de flexion qu'aux charges de traction, en utilisant la limite élastique du métal de base (F_y). En fait, à l'origine, cette technique de réduction des épaisseurs a été développée pour la flexion[4.13], puis adaptée à la traction.

Lorsque la résistance est contrôlée par la résistance ultime,

$$t_m = t\,\frac{F_{wu}}{F_u} \leq t \tag{4.21}$$

Avec cette épaisseur réduite, on calcule une section efficace qui sera en mesure de résister aux charges en utilisant la résistance ultime (F_u) du métal de base.

Pour une évaluation plus appropriée du module élastique de la section efficace (S_m), on peut utiliser l'équation suivante pour le calcul des épaisseurs réduites :

$$t_m = t\,\frac{F_{wy}}{F_y}\,\frac{c}{y} \leq t \tag{4.22}$$

Lorsque la distribution des contraintes est linéaire et que les fibres extrêmes de la pièce n'excèdent pas F_y , cette équation permet de calculer des épaisseurs efficaces proportionnelles à leur distance de l'axe neutre pour les zones affectées thermiquement. Dans l'équation (4.22), c est la distance de la fibre extrême mesurée par rapport à l'axe neutre, et y est la distance du centre de la soudure mesurée aussi par rapport à l'axe neutre. Lorsque y est petit, c'est le terme de droite de l'équation qui gouverne. La position de l'axe neutre risque d'être légèrement affectée par ces calculs, mais on néglige cet effet.

La référence [4.7] suggère de négliger l'influence du soudage dans les pièces dont les parois voilent et de considérer plutôt les réductions d'épaisseur calculées pour tenir compte du voilement, comme on le verra dans le chapitre suivant.

Il n'est pas requis, enfin, de tenir compte des aires réduites pour le calcul des flèches des membrures.

Il existe une technique simple et très répandue pour le calcul de la résistance en traction des pièces soudées longitudinalement. Cette approche *donne le même résultat* que celle qui consiste à calculer une aire réduite (ou efficace) à l'aide de l'équation (4.20) et à considérer que toute la section peut atteindre la limite élastique (F_y). Elle a comme avantage d'être applicable au calcul des pièces comprimées et fléchies, comme nous le verrons dans les chapitres 5 et 6.

L'aire efficace (A_m) peut être évaluée directement à l'aide de l'équation suivante, dans laquelle A_w est l'aire des zones affectées thermiquement (figure 4.16).

$$A_m = A_g - A_w\,\frac{(F_y - F_{wy})}{F_y}$$

Une simple transformation de cette équation donne la relation suivante :

$$A_m = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right] A_g = R_m\,A_g \tag{4.23}$$

Le facteur de réduction R_m est un *facteur de pondération* qui s'applique aussi bien à l'aire brute de la section qu'à la contrainte F_y. Dans ce dernier cas, l'équation de calcul utilisée dans plusieurs normes est la suivante :

$$F_m = F_y - \left(\frac{A_w}{A_g}\right)(F_y - F_{wy})$$

En transformant l'équation, on obtient :

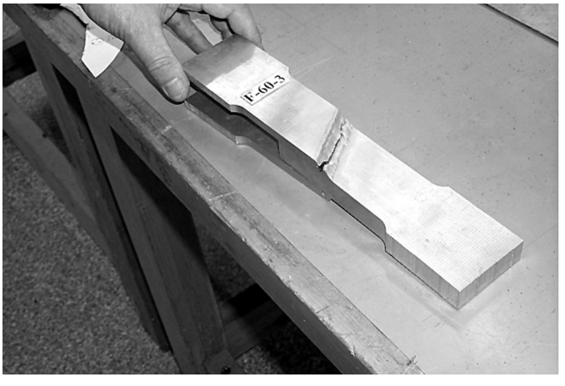
$$F_m = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right] F_y = R_m\, F_y \qquad (4.24)$$

Le facteur de réduction R_m donné par l'équation (4.25) peut ainsi être utilisé pour pondérer l'aire brute (A_g) d'une section comportant des soudures longitudinales dans le calcul de la résistance des pièces sollicitées en traction ou en flexion (chapitre 6). Il sera utilisé dans le chapitre suivant pour pondérer la limite élastique (F_y) dans le calcul des pièces comprimées.

$$R_m = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right] \qquad (4.25)$$

Lorsque R_m affecte A_g , on utilise la limite élastique (F_y) pour le calcul des valeurs de résistance et lorsque R_m affecte F_y, on considère la section brute (A_g) dans les calculs. Le résultat final est le même, puisque la résistance est le produit de A_g par F_y.

Le calcul de la résistance des pièces soudées est illustré par les exemples 4.3 et 4.4 de la section 4.6.



Rupture d'un éprouvette d'aluminium dans la soudure PHOTO : DENIS BEAULIEU

4.5 MODES DE MISE HORS SERVICE

Une pièce en aluminium travaillant en traction peut être mise hors service par plastification de la section ou par fracture de la pièce (états limites ultimes). C'est en traction pure que les pièces en aluminium sont utilisées le plus efficacement. Ces pièces sont donc relativement petites, élancées et sensibles aux vibrations et aux battements (états limites d'utilisation).

Les états limites d'utilisation ont été examinés à la section 3.7. Il convient toutefois de rappeler que pour les pièces en traction, il faut s'assurer que les déformations axiales ne soient par trop grandes et que la limite d'élancement donnée par l'équation (3.28) ne soit pas dépassée.

En ce qui a trait aux états limites ultimes, il suffit de s'assurer que la résistance pondérée en traction est égale ou supérieure à l'effort de traction pondéré appliqué sur la pièce ($T_r \geq T_f$). Pour le calcul de la résistance pondérée de la pièce, la référence [4.7] propose une série d'équations basées sur la plastification de la section brute et la fracture de la pièce. Ces équations tiennent compte des divers phénomènes étudiés à la section 4.4. On choisit la plus petite valeur de $T_{r.}$

Les pièces comportant des trous ont une section nette inférieure à la section brute. Par conséquent, la plastification se produit d'abord à la section nette lorsque l'effort de traction est égal à $A_n F_y$. Cette plastification ne produit pas un allongement important de la pièce parce que la zone plastifiée est limitée à la région des trous, qui n'occupent qu'une très faible portion de la longueur.

C'est également la section nette qui atteint en premier la contrainte de rupture (F_u). De façon à obtenir une rupture ductile, il est préférable que la section brute atteigne la limite élastique avant que la section nette atteigne la contrainte de rupture. En effet, la section brute occupe la majeure partie de la longueur de la pièce et si elle se plastifie avant que la section nette se fracture, on a un bon allongement avant la rupture. Cependant, dans les charpentes d'aluminium, ce n'est pas toujours le cas.

La charge qui produit la plastification de la section brute est égale à $A_g F_{y.}$ La valeur de T_r pour cet état limite est donc donnée par l'équation suivante, où $\varphi_y = 0{,}9$:

$$T_r = \phi_y \ A_g \ F_y \tag{4.26}$$

Pour tenir compte des contraintes supplémentaires de flexion dans les pièces avec assemblages excentriques, l'équation suivante est utilisée avec l'aire brute efficace (A'_{ge}) fournie par l'équation (4.12)

$$T_r = \phi_y \ A'_{ge} \ F_y \tag{4.27}$$

La rupture de la pièce au droit de l'assemblage est moins souhaitable que la plastification de la pièce puisqu'elle est catastrophique et qu'elle se produit parfois sans avertissement. C'est pour cette raison que l'on impose une marge de sécurité plus élevée dans les équations qui prédisent la fracture de la pièce. Le coefficient de pondération $\varphi_u = 0{,}75$, utilisé dans l'équation (4.28) tient compte du fait qu'au-delà de la fracture, il n'y a plus aucune réserve de capacité.

Pour les assemblages boulonnés, il faut vérifier l'équation suivante dans laquelle l'aire de la section nette efficace (A_{ne}) est évaluée à l'aide de l'équation (4.6) et le coefficient de traction (k_t) est obtenu du tableau 4.7 :

$$T_r = \phi_u \, A_{ne} \frac{F_u}{k_t} \tag{4.28}$$

Pour tenir compte de la perte de résistance induite par les *excentricités ou le décalage en cisaillement* des assemblages boulonnés, on utilise l'équation suivante dans laquelle l'aire réduite nette efficace (A'_{ne}) est évaluée à l'aide de l'une ou l'autre des équations (4.13) et (4.15) à (4.19) :

$$T_r = \phi_u \, A'_{ne} \frac{F_u}{k_t} \tag{4.29}$$

Pour le calcul de la résistance des pièces soudées, il faut faire la distinction entre les soudures transversales et les soudures longitudinales.

Une soudure transversale, comme nous l'avons vu, affecte la pièce localement en réduisant de façon parfois significative la limite élastique (F_y) et la résistance ultime (F_u) du métal de base. Dans la zone affectée thermiquement (figures 4.15 et 4.16), ces résistances deviennent F_{wy} et F_{wu} dont les valeurs de calcul sont données dans les tableaux 2.7 et 2.9 pour quelques alliages courants.

Il convient donc, pour les *pièces soudées* transversalement, de vérifier la résistance de la zone affectée thermiquement (équation 4.30), ainsi que la résistance du métal de base (équations 4.26).

$$T_r = \phi_u \, A_g \, F_{wu} \tag{4.30}$$

En utilisant A_g dans cette équation, on considère que les soudures à rainure et les soudures d'angle *développent la pleine capacité de la section* dans la zone affectée thermiquement. Il convient de noter que les soudures à rainure à pénétration partielle ne sont généralement pas recommandées dans les charpentes d'aluminium[4.7,4.15]. Au besoin, il est toujours possible de consulter la référence [4.17]. Le calcul détaillé des soudures, y compris celui des soudures à pénétration partielle, sera présenté dans le chapitre 8.

Les soudures dont l'angle θ, mesuré entre la ligne de la soudure et une droite perpendiculaire à l'axe de chargement, n'excède pas 45°, sont considérées comme des soudures transversales (figure 4.17). À 45° ou au-delà de 45°, la résistance à la plastification de la section brute de la pièce en traction augmente et peut être calculée en considérant la soudure comme si elle était disposée longitudinalement, selon l'équation (4.31) ci-après.

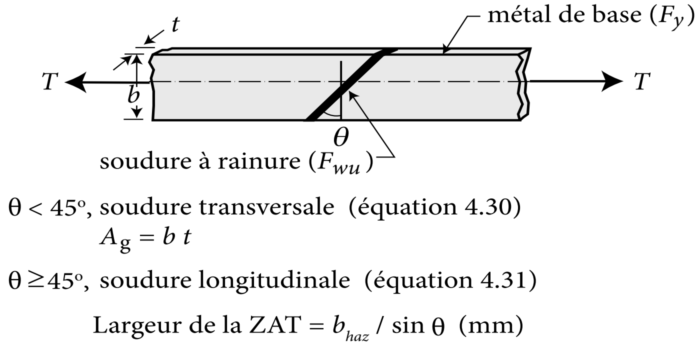


FIGURE 4.17 Soudure à rainure oblique sollicitée en traction

Le calcul de la résistance des pièces comportant des soudures longitudinales peut être effectué à l'aide de l'équation (4.31) dans laquelle A_m est l'aire efficace de la section soudée en considérant les épaisseurs de plaques réduites selon l'équation (4.20) ou en utilisant directement l'équation (4.23).

$$T_r = \phi_y \, A_m \, F_y \tag{4.31}$$

Comme alternative à l'utilisation de l'équation (4.31), il est possible d'employer l'équation (4.26), mais avec F_y réduit selon l'équation (4.24) c'est-à-dire $\varphi_y \, A_g \, F_m$.

Lorsqu'une soudure oblique avec un angle θ égal ou supérieur à 45° est utilisé pour relier un profilé tubulaire ou un profilé en I, par exemple, il faut reconnaître le fait que les zones affectée thermiquement peuvent varier d'une section à l'autre. Ainsi, au centre d'une soudure oblique sur un profilé en I, on aura une soudure longitudinale sur l'âme, alors qu'aux extrémités de la soudure, on aura une semelle soudée transversalement et une portion de l'âme incluse dans la ZAT.

Les équations introduites dans la section 4.5 sont appliquées dans les exemples de calcul qui suivent (section 4.6).

Exemple d'assemblage boulonné de pièces en aluminium PHOTO: DENIS BEAULIEU

4.6 EXEMPLES DE CALCUL

EXEMPLE 4.1 Résistance d'une plaque boulonnée

a) Pour l'assemblage montré sur la figure 4.18, calculer l'aire nette minimale pouvant conduire à la rupture des pièces. Le diamètre des boulons est de 12 mm.

b) Si la plaque est faite d'alliage 5083-H321 et que le gousset est en alliage 5052-H34, évaluer la résistance maximale pondérée de l'assemblage en traction, en assumant que les boulons possèdent une résistance supérieure à celle des plaques.

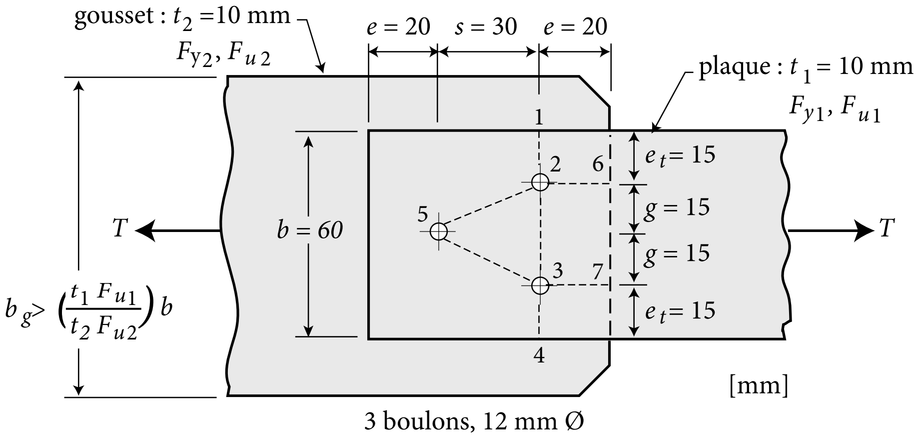


FIGURE 4.18 Assemblage de l'exemple 4.1

SOLUTION

a) Calcul de l'aire nette

En observant attentivement la figure, on identifie deux lignes de rupture potentielle pour la plaque de 10 mm d'épaisseur et une pour le gousset : les lignes 1-2-3-4 et 1-2-5-3-4 pour la plaque, et la ligne 6-2-5-3-7 pour le gousset.

Puisque le diamètre des boulons est égal à 12 mm, on utilise l'équation (4.1) pour le calcul de d_o, à laquelle on ajoute 2 mm pour tenir compte des bavures.

$$d_o = d + 1\text{ mm} + 2\text{ mm} = 12 + 3 = 15\text{ mm}$$

$$A_g = bt = 60 \times 10 = 600\text{ mm}^2$$

Ligne 1-2-3-4 :

$$A_n = (b - 2d_o)\,t_1 = (60 - 2 \times 15)\,10 = 300\ \text{mm}^2$$

Ligne 1-2-5-3-4 :

$$A_n = \left(b + \frac{2s^2}{4g} - 3d_o\right) t_1 = \left(60 + 2 \times \frac{30^2}{4 \times 15} - 3 \times 15\right) 10$$

$$= 450\ \text{mm}^2$$

Ligne 6-2-5-3-7 :

$$A_n = 2\left[0{,}6\,e + g + \frac{s^2}{4g} - 1{,}5\,d_o\right] t_2$$

$$= 2\left[0{,}6 \times 20 + 15 + \frac{30^2}{4 \times 15} - 1{,}5 \text{ x } 15\right] 10$$

$$= 390\ \text{mm}^2$$

Si la plaque et le gousset étaient de même alliage, c'est la plaque qui se déchirerait sur la section droite passant par les deux boulons.

b) Calcul de la résistance en traction

La limite élastique et la résistance ultime des alliages 5083-H321 et 5052-H34 sont donnés dans le tableau 2.7.

Plaque, 5083-H321 : $F_u = 305$ MPa $\quad F_y = 215$ MPa $\;k_t = 1{,}0$

Gousset, 5052-H34 : $F_u = 235$ MPa $\quad F_y = 180$ MPa $\;k_t = 1{,}0$

Il a été déterminé en (a) que l'aire nette critique (A_n) de la plaque est de 300 mm² et qu'elle correspond au déchirement de la plaque sur la section passant par deux trous de boulons (ligne 1-2-3-4). Vérifions d'abord la résistance de la pièce sur la section nette efficace à l'aide de l'équation (4.28) :

$$T_r = \phi_u\, A_{ne} \frac{F_u}{k_t}$$

$$T_r = 0{,}75 \times 300 \times \frac{305}{1{,}0} = 68\,625\ \text{N} = 69\ \text{kN}$$

La valeur de φ_u est tirée du tableau 3.4.

Il faut ensuite vérifier la résistance de la pièce sur la section brute à l'aide de l'équation (4.26). Cette dernière équation est, de toute évidence, moins critique que l'équation (4.28) puisque la plaque est boulonnée et qu'elle possède une section nette efficace dont l'aire est inférieure à l'aire de la section brute.

$$T_r = \phi_y\, A_g\, F_y \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 600 \times 215 = 116\,100\ \text{N} = 116\ \text{kN}$$

Si la largeur b_g du gousset est suffisamment grande (voir la figure 4.18), le gousset peut se déchirer le long de la ligne 6-2-5-3-7 avec une aire nette efficace égale à 390 mm², selon les calculs effectués en (a). La seule équation à vérifier est l'équation (4.28).

$$T_r = \phi_u\, A_{ne} \frac{F_u}{k_t}$$

$$T_r = 0{,}75 \times 390 \times \frac{235}{1{,}0} = 68\,738\ \text{N} = 69\ \text{kN}$$

La résistance du gousset est égale à celle de la plaque sur la section nette.

EXEMPLE 4.2 Résistance d'une cornière boulonnée

Évaluer la force horizontale H maximale pondérée que l'on peut appliquer au portique de la figure 4.19a, considérant que seule la diagonale en traction est en mesure de stabiliser la charpente.

Une cornière extrudée en alliage 6061-T6, dont les caractéristiques géométriques sont présentées sur la figure 4.19, est utilisée comme diagonale. La cornière est assemblée à une pièce de transfert à chacune de ses extrémités, à l'aide de deux boulons de 18 mm qui devraient permettre de développer la capacité maximale de la pièce. Les trous de boulons sont forés.

Vérifier ensuite les états limites d'utilisation.

SOLUTION

Résistance de la section brute

L'assemblage comporte deux excentricités, si on se réfère à la figure 4.19b ainsi qu'à la figure 4.9a :

$$e_1 = 5{,}6\ \text{mm}$$

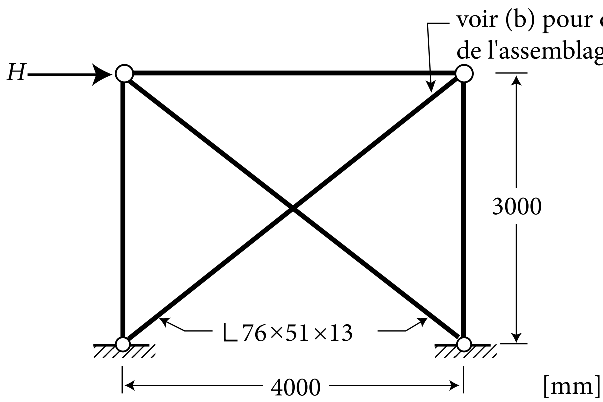
$$e_2 = 14{,}8\ \text{mm}$$

On peut, en pratique, négliger la plus faible de ces excentricités et ne considérer que celle qui induit une flexion par rapport à l'axe y - y, c'est-à-dire e_2 = 14,8 mm.

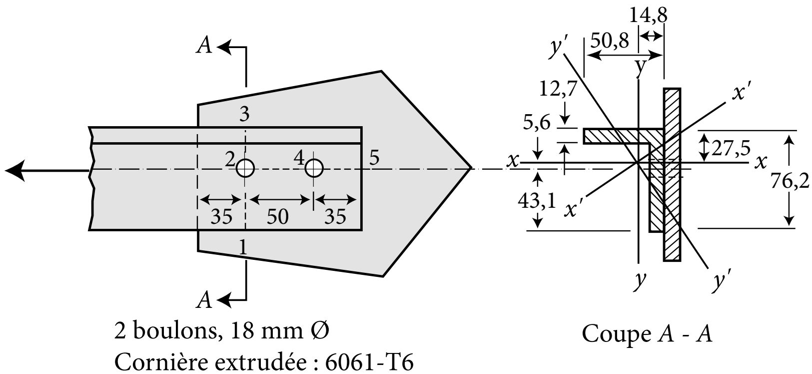
On vérifie l'équation (4.27) avec A'_{ge} donné par l'équation (4.12).

$$A'_{ge} = \frac{A_g}{1 + e\dfrac{A_g}{S_g}}$$

$$A_g = 1450\ \text{mm}^2$$



a) Géométrie de la charpente



b) Assemblage type aux extrémités des cornières

L76×51×13 :

$A = 1450 \text{ mm}^2$

$I_x = 0{,}8 \times 10^6 \text{ mm}^4$ $\qquad$ $I_y = 0{,}28 \times 10^6 \text{ mm}^4$

$r_x = 23{,}5 \text{ mm}$ $\qquad$ $r_y = 13{,}9 \text{ mm}$

$r_{x'x'} = 25 \text{ mm}$ $\qquad$ $r_{y'y'} = 10{,}9 \text{ mm}$

c) Propriétés géométriques de la cornière

FIGURE 4.19 Données de l'exemple 4.2

Le module de section S_g est calculé par rapport à la fibre tendue de la cornière, pour la flexion selon l'axe y - y, même s'il est plus précis et plus sécuritaire de considérer l'axe y' - y' dans le cas présent.

$$S_g = S_y = \frac{I_y}{14{,}8} = \frac{0{,}28 \times 10^6}{14{,}8} = 18{,}9 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$A'_{ge} = \frac{1450}{1 + \dfrac{14{,}8 \times 1450}{18{,}9 \times 10^3}} = 679 \text{ mm}^2$$

Selon le tableau 3.4, φ_y = 0,9 et selon le tableau 2.7, pour l'alliage 6061-T6, F_y = 240 MPa, F_u = 260 MPa et k_t = 1,0.

$$T_r = \phi_y\, A'_{ge}\, F_y \qquad \text{(éq. 4.27)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 679 \times 0{,}240 = 147 \text{ kN}$$

Si on s'amusait à adapter les données du tableau 4.1 (équation eiii) pour évaluer l'influence du décalage en cisaillement sur la section brute, c'est-à-dire à l'extérieur des assemblages, on obtiendrait pour A'ge:

A'_{ge} = 0,5 x 1 450 = 725 mm²

Ce résultat est moins critique que le précédent.

Résistance de la section nette

On identifie deux lignes de rupture sur la cornière de la figure 4.19b. Une première (1-2-3), passant par le premier boulon et impliquant l'aile non connectée de la cornière, et une deuxième (1-2-4-5), qui passe par les deux boulons et qui résulte en une déchirure de la cornière.

Dans le premier cas, il faut considérer l'équation (4.29) avec l'aire réduite nette efficace A'_{ne} donnée par l'équation (4.16) ou utiliser le Tableau 4.1 pour évaluer l'effet du décalage en cisaillement. Dans le deuxième cas, on considère l'équation (4.28) avec l'aire nette efficace donnée par l'équation (4.6). Puisque l'aile non reliée n'est pas impliquée, il n'y a pas de décalage en cisaillement.

$$T_r = \phi_u\, A'_{ne}\, \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.29)}$$

$$A'_{ne} = \left(2g + \frac{b_2}{3} - d_o\right) t \le \left(b_1 + \frac{b_2}{3} - d_o\right) t \qquad \text{(éq. 4.16)}$$

Puisque $2g = 2 \times 43{,}1 = 86{,}2$ mm est supérieur à $b_1 = 76{,}2$, c'est l'équation de droite qu'il faut utiliser (voir les figures 4.10a et 4.19b) et, puisque le diamètre des boulons est supérieur à 12 mm, il faut considérer l'équation (4.2) pour le calcul de d_o. On n'a pas à ajouter 2 mm à d_o, puisque les trous sont forés.

$$d_o = d + 1{,}5\text{ mm} = 18 + 1{,}5 = 19{,}5\text{ mm}$$

$$A'_{ne} = \left(76{,}2 + \frac{50{,}8}{3} - 19{,}5\right)12{,}7 = 935\text{ mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 935 \times \frac{0{,}260}{1{,}0} = 182\text{ kN}$$

Il est aussi possible d'utiliser le tableau 4.1 pour l'évaluation de A'_{ne}.

$$A_{ne} = A_g - d_o\, t = 1\,450 - 19{,}5 \times 12{,}7 = 1\,202\text{ mm}^2$$

$$A'_{ne} = 0{,}5\, A_{ne} \qquad \text{(éq. e}_{\text{iii}}\text{)}$$

$$A'_{ne} = 0{,}5 \times 1\,202 = 601\text{ mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 601 \times \frac{0{,}260}{1{,}0} = 117\text{ kN}$$

Ce résultat est nettement plus critique que le précédent.

$$T_r = \phi_u\, A_{ne} \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.28)}$$

$$A_n = \Sigma\, A_{ni} \qquad \text{(éq. 4.6)}$$

$$A_n = \left[\left(43{,}1 - \frac{19{,}5}{2}\right) + 0{,}6\ (50 + 35 - 1{,}5 \text{ x } 19{,}5)\right]12{,}7$$

$$A_n = 848\text{ mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 848 \times \frac{0{,}260}{1{,}0} = 165\text{ kN}$$

Calcul de *H*

La valeur de résistance à la traction la plus critique obtenue est 117 kN.

Ainsi,

$$T_r = 117\text{ kN}$$

Cet effort axial dans la diagonale a comme composante horizontale la valeur suivante, qui est, en fait, la valeur de H recherchée :

$$H = \frac{4}{\sqrt{4^2 + 3^2}} \times 117 = 94\text{ kN}$$

Vérification des états limites d'utilisation

Les états limites d'utilisation sont vérifiés en considérant des charges non pondérées. Dans le cas présent, puisque la charge non pondérée n'est pas connue au départ, on peut l'évaluer en supposant un facteur de pondération de 1,4 (voir la section 3.5.2). On calcule ainsi l'élongation élastique de la diagonale sous une charge de service (T) de 117 /1,4 = 84 kN et on utilise cette valeur pour évaluer la flèche transversale (Δ_h) de la charpente en négligeant la contribution de la flexion, qui est nulle, de toute façon, dans le cas présent. Il suffit d'utiliser l'équation suivante, obtenue de la relation $\sigma = E\,\varepsilon$:

$$\Delta_L = \frac{TL}{EA} = \frac{84 \times 10^3 \times 5000}{70\,000 \times 1450} = 4{,}1 \text{ mm}$$

$$\Delta_h = \frac{4}{5} \times 4{,}1 = 3{,}3 \text{ mm}$$

Cette flèche est inférieure à la limite $h/400 = 3000/400 = 7{,}5$ mm, obtenue du tableau 3.11.

Selon l'équation (3.28), l'élancement (KL/r) d'une pièce en traction est limité à 250.

Le coefficient de longueur effective (K) est égal à 1,0 puisque la pièce est articulée à ses deux extrémités. La pièce a une longueur (L) de 5000 mm et un rayon de giration minimal $(r_{y'y'})$ de 10,9 mm, selon la figure 4.19c.

Ainsi,

$$\frac{KL}{r} = \frac{1{,}0 \times 5000}{10{,}9} = 459 > 250$$

La pièce est trop élancée et risque de battre au vent. On peut toutefois y appliquer une contrainte de traction (f) *permanente* qui, selon l'équation (3.28) aurait pour effet d'augmenter la limite d'élancement.

$$\frac{KL}{r} < 250\sqrt{1 + \frac{f}{F_e}}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\dfrac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 70\,000}{(459)^2} = 3{,}3 \text{ MPa}$$

La contrainte d'Euler est très faible puisque la pièce est très élancée. Il s'agit, en fait, de la contrainte dans la diagonale en compression montrée sur la figure 4.19a, si on fait abstraction du point de retenue offert par la diagonale en traction au point milieu de la pièce (voir l'exemple de calcul 5.5 à la section 5.13). La contrainte de traction requise est alors égale à :

$$f \geq \left[\left(\frac{459}{250}\right)^2 - 1\right] 3{,}3 = 7{,}8 \text{ MPa}$$

$$T = fA = 7{,}8 \times 10^{-3} \times 1450 = 11{,}3 \text{ kN}$$

L'application d'une précontrainte de 12 kN suffirait donc à stabiliser la cornière en traction. En fait, les diagonales de la charpente se comportent comme des câbles.

EXEMPLE 4.3 Résistance de tubes soudés

Deux tubes carrés extrudés, d'alliage 6061-T6, sont reliés l'un à l'autre au moyen de l'assemblage montré sur la figure 4.20a. L'extrémité de chacun des tubes est soudée à une plaque sur toute la périphérie du tube, à l'aide d'un cordon de soudure conçu pour développer *la capacité maximale du tube*. Les plaques sont ensuite boulonnées l'une à l'autre pour former un joint de continuité efficace. La pièce ainsi formée est sollicitée en traction pure par une charge pondérée de 225 kN.

a) Il s'agit, dans la première partie de l'exemple, de faire un choix de section parmi une série de profilés tubulaires de 102 mm de côté et d'épaisseur variable dont on dispose.

b) Ce même profilé est ensuite utilisé dans un treillis dont un assemblage type est illustré sur la figure 4.20b. Dans certains cas, l'angle (**θ**), illustré sur la figure, est de 35° et, dans d'autres cas, il est de 60°. Il s'agit alors de calculer la résistance à la traction (T_r) des diagonales pour les deux angles choisis.

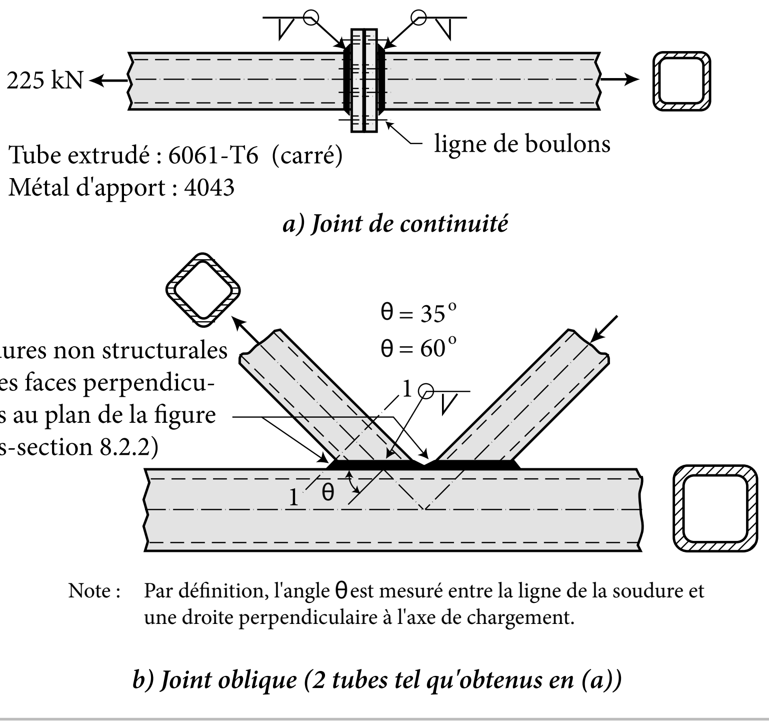


FIGURE 4.20 Tubes sollicités en traction de l'exemple 4.3

SOLUTION

a) Choix de la section

L'équation qui gouverne le dimensionnement de la pièce de la figure 4.20a est l'équation (4.30). On vérifiera ensuite l'équation (4.26).

Selon les tableaux 2.7 et 2.9.

Pour l'alliage 6061-T6 :

$F_u = 260 \text{ MPa} \qquad F_y = 240 \text{ MPa}$

$F_{wu} = 165 \text{ MPa} \qquad F_{wy} = 105 \text{ MPa} \quad k_t = 1{,}0$

Pour le métal d'apport 4043:

$F_{wu} = 165 \text{ MPa} \qquad F_{wy} = 75 \text{ MPa}$

$$T_r = \phi_u \, A_g \, F_{wu} \qquad \text{(éq. 4.30)}$$

L'aire brute (A_g) de la section est considérée puisque les cordons de soudure sont dimensionnés pour développer la capacité maximale du tube.

On verra, au chapitre 8, comment calculer de façon précise la capacité des cordons de soudure.

$$A_g \geq \frac{T_r}{\phi_u \, F_{wu}}$$

$$A_g \geq \frac{225}{0{,}75 \times 0{,}165} = 1818 \text{ mm}^2$$

L'équation (4.26) ne contrôle pas puisque $\varphi_y F_y = 0{,}9 \times 240 = 216$ MPa est largement supérieur à $\varphi_u F_{wu} = 0{,}75 \times 165 = 124$ kN.

Un examen des tables dont on dispose indique que la section tubulaire de dimensions 102 × 102 × 4,8 mm possède une aire de section égale à 1845 mm², ce qui devrait suffire.

Choix: 102 × 102 × 4,8 mm

$$T_r = 0{,}75 \times 1845 \times 0{,}165 = 228 \text{ kN} > 225 \text{ kN}$$

b) Résistance en traction des diagonales

Résistance en traction du tube oblique, θ = 35°

Des réserves sont émises à la section 8.2.2 sur l'efficacité structurale des soudures d'angle, lorsque l'angle d'intersection des pièces à souder se situe à l'extérieur des limites de 90° plus ou moins 30°, c'est-à-dire 60 et 120 degrés. Pour simplifier la discussion, on peut considérer que les soudures situées sur les faces perpendiculaires au plan de la figure sont non structurales dans la présente application. Par conséquent, seules les parois latérales sont soudées efficacement et peuvent résister aux charges sollicitant la pièce au niveau de l'assemblage.

Puisque $\boldsymbol{\theta}$ est inférieur à 45°, la résistance de la pièce est calculée en considérant une soudure transversale et c'est à nouveau l'équation (4.30) qui gouverne (voir la figure 4.17). Par conséquent, la résistance de la pièce est égale à la moitié de celle calculée en (a) :

$$T_r = \phi_u \frac{A_g}{2} F_{wu}$$

$$T_r = 0{,}75 \times \frac{1845}{2} \times 0{,}165 = 114\,\text{kN}$$

Résistance en traction du tube oblique, θ = 60°

Puisque $\boldsymbol{\theta}$ est supérieur à 45°, la soudure sur les faces parallèles au plan de la figure peut être considérée comme étant disposée longitudinalement sur la pièce et l'équation (4.31) est utilisée avec l'aire efficace (A_m) évaluée à l'aide de l'équation (4.20).

$$T_r = \phi_y\, A_m\, F_y \qquad \text{(éq. 4.31)}$$

$$t_m = t\,\frac{F_{wy}}{F_y} \leq t \qquad \text{(éq. 4.20)}$$

La section à considérer pour le calcul du paramètre A_m de l'équation (4.31) est située dans le plan 1-1 montré sur la figure 4.20b. Chaque paroi parallèle au plan de la figure est affectée thermiquement sur une largeur b'. Puisque t = 4,8 mm < 6mm, b_{haz} = 20 mm, selon le tableau 4.2.

$$b = \frac{b_{haz}}{\sin\theta} = \frac{20}{\sin 60°} = 23\,\text{mm} \qquad \text{(voir la figure 4.17)}$$

On a utilisé 20 mm dans l'équation qui précède puisque seule la paroi de la diagonale doit être considérée dans les calculs.

L'épaisseur efficace des segments de parois affectés thermiquement est égale à :

$$t_m = 4{,}8 \times \frac{75}{240} = 1{,}5\,\text{mm} \qquad \text{(éq. 4.20)}$$

L'aire de la section efficace est donc égale à :

$$A_m = 2[(23 \times 1{,}5) + (102 - 23)\,4{,}8] = 827 \text{ mm}^2$$

$$T_r = 0{,}9 \times 827 \times 0{,}240 = 179 \text{ kN}$$

Le gain de capacité est substantiel si on compare cette valeur à celle obtenue pour $\boldsymbol{\theta} = 35°$ ($T_r = 114$ kN). La résistance demeure toutefois inférieure à celle obtenue en (a) pour $\boldsymbol{\theta} = 0°$, mais en considérant que toute la section du tube résiste efficacement à la charge ($T_r = 228$ kN).

Pour mieux se situer, on peut évaluer la résistance en traction de la section non soudée en reconnaissant toutefois que la valeur obtenue est purement théorique puisqu'on sera toujours obligé d'assembler le tube, mécaniquement ou à l'aide de soudures, et qu'une perte substantielle de capacité en résultera.

$$T_r = \phi_y \, A_g \, F_y = 0{,}9 \times 1845 \times 0{,}240 = 399 \text{ kN} \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

EXEMPLE 4.4 Résistance d'un profilé à section composée soudée, assemblé par boulonnage

Deux plaques en alliage 5052-H34, dont les dimensions sont données sur la figure 4.21a, sont soudées l'une à l'autre pour former un profilé en T. L'alliage 5356 est utilisé comme métal d'apport. La pièce est ensuite boulonnée à une plaque de transfert par son aile, à l'aide de boulons de 12 mm de diamètre. Les trous de boulons sont forés. Il s'agit de calculer la résistance en traction de l'ensemble.

On conviendra que dans les charpentes d'aluminium, il est peu fréquent de former de petits profilés à l'aide de plaques soudées et qu'il est préférable d'utiliser des pièces extrudées. Le présent exemple n'a pour but que d'appliquer la méthode de calcul des pièces soudées longitudinalement.

SOLUTION

Selon les tableaux 2.7 et 2.9,

Pour l'alliage 5052-H34 :

$F_u = 235$ MPa $\qquad F_y = 180$ MPa

$F_{wu} = 170$ MPa $\qquad F_{wy} = 65$ MPa

$k_t = 1{,}0$

Pour le métal d'apport 5356 :

$F = 240$ MPa $\qquad F = 95$ MPa

Calcul de l'aire de la section soudée efficace

Les propriétés géométriques de la section brute sont données sur la figure 4.21b.

L'épaisseur réduite des plaques situées dans la zone affectée thermiquement est évaluée à l'aide de l'équation (4.20)

$$t_m = t\,\frac{F_{wy}}{F_y} \leq t \qquad \text{(éq. 4.20)}$$

$$t_m = 12 \times \frac{65}{180} = 4{,}33 \text{ mm}$$

Selon le tableau 4.2, b_{haz} est égal à 30 mm pour une plaque de 12 mm d'épaisseur. L'aire efficace de la section soudée ($A_{my} = A_m$) et l'aire de la zone affectée thermiquement (A_w) sont respectivement (voir la figure 4.21) :

$$A_{my} = (2 \times 64 + 90)\,12 + (72 + 30)\,4{,}33 = 3058 \text{ mm}^2$$

$$A_w = (72 + 30)\,12 = 1224 \text{ mm}^2$$

Calcul de la résistance à la traction de la pièce, en tenant compte du soudage et de l'excentricité

L'équation (4.31) est utilisée pour calculer la résistance à la traction de la pièce soudée longitudinalement sans tenir compte, pour le moment, des excentricités des connexions.

$$T_r = \phi_y\, A_{my}\, F_y \qquad \text{(éq. 4.31)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 3058 \times 0{,}180 = 495 \text{ kN}$$

En utilisant les équations (4.25) et (4.26), on obtient le même résultat :

$$T_r = \phi_y\, A_g\, F_y \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right]$$

$$T_r = 0{,}9 \times 3840 \times 0{,}180 \left[1 - \frac{1224}{3840}\left(1 - \frac{65}{180}\right)\right]$$

$$T_r = 495 \text{ kN}$$

Pour tenir compte des contraintes de flexion induites dans la pièce par l'excentricité de la connexion boulonnée, on utilise les équations (4.12) et (4.31). L'équation ainsi obtenue est équivalente à l'équation (4.27) pour les pièces soudées longitudinalement.

$$A'_{ge} = \frac{A_g}{1 + e\,\dfrac{A_g}{S_g}} \qquad \text{(éq. 4.12)}$$

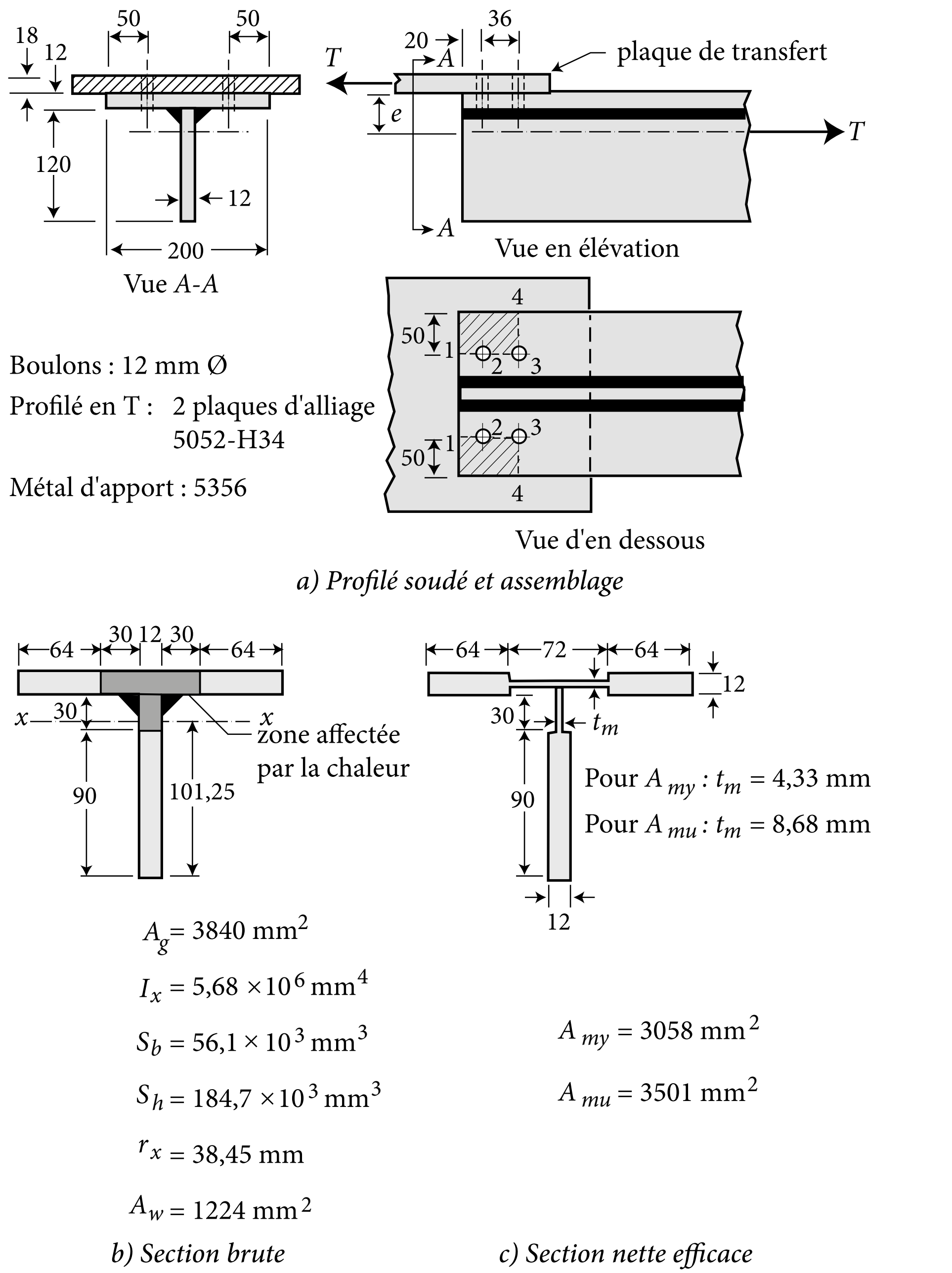


FIGURE 4.21 Profilé en T sollicité en traction de l'exemple 4.4

Les calculs peuvent être effectués de façon approximative en considérant les propriétés de la section brute de la figure 4.21b. Toutefois, un calcul plus précis serait obtenu en considérant les valeurs de A_g et S_g calculées sur la section efficace, mais un compromis acceptable consiste à utiliser A_{my} à la place de A_g et le module de section correspondant à la fibre tendue de la section brute (S_h), comme valeur de S_g. L'excentricité e est égale à (voir la figure 4.21) :

$$e = (120 - 101{,}25) + 12 = 30{,}75 \text{ mm}$$

$$S_h = \frac{5{,}68 \times 10^6}{30{,}75} = 184{,}7 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$A'_{mye} = \frac{3058}{1 + \dfrac{30{,}75 \times 3058}{184{,}7 \times 10^3}} = 2026 \text{ mm}^2$$

On constate que les contraintes de flexion induites dans la pièce par l'excentricité des connections affecte de façon significative la résistance de la pièce. Les sections en T ne sont pas les mieux adaptées pour résister aux contraintes de flexion.

$$T_r = \phi_y A'_{mye} F_y \qquad \text{(éq. 4.31, modifiée)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 2026 \times 0{,}180 = 328 \text{ kN}$$

Calcul de la résistance à la traction au droit de l'assemblage

La résistance à la traction au droit de l'assemblage se calcule à l'aide des équations (4.17) et (4.29). L'équation (4.29) est adaptée pour tenir compte du fait que la pièce comporte des soudures longitudinales ($A'_{ne} = A'_{mue}$). L'équation (4.17), pour sa part, tient compte de l'aire nette et de l'excentricité de la connexion le long de la ligne 4 – 4 sur la figure 4.21a.

$$A'_{ne} = A_n - \frac{A_f}{2} \qquad \text{(éq. 4.17)}$$

$$T_r = \phi_u A'_{ne} \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.29)}$$

Il faut d'abord évaluer A_{mu} en tenant compte de l'épaisseur réduite(t_m) donnée par l'équation (4.21) :

$$t_m = t \frac{F_{wu}}{F_u} \leq t$$

$$t_m = 12 \times \frac{170}{235} = 8{,}68 \text{ mm}$$

$$A_{mu} = (2 \times 64 + 90)\,12 + (72 + 30)\,8{,}68 = 3501 \text{ mm}^2$$

On calcule ensuite l'aire nette de la section soudée (A_n) et l'aire nette efficace A'_{ne}.

$$A_n = A_{mu} - 2 d_o t$$

Puisque le diamètre des boulons est de 12 mm, on utilise l'équation (4.1) pour le calcul de d_o. On n'a pas à ajouter 2 mm à d_o, puisque les trous sont forés.

$$A_n = 3501 - 2(12+1)12 = 3189\ \text{mm}^2$$

$$A_f = 90 \times 12 + 30 \times 8{,}68 = 1340\ \text{mm}^2$$

$$A'_{ne} = 3189 - \frac{1340}{2} = 2519\ \text{mm}^2$$

Cette équation comporte une légère imprécision en raison de la dissymétrie de la plaque non reliée du profilé en T. Elle est toutefois sans grande conséquence. On peut aussi évaluer A'_{ne} en utilisant l'équation (d_{ii}) du tableau 4.1.

$$A'_{ne} = 0{,}6\ A_{ne} = 0{,}6 \times 3189 = 1913\ \text{mm}^2$$

Ce résultat , nettement plus critique que le précédent, sera retenu.

$$T_r = 0{,}75 \times 1913 \times \frac{0{,}235}{1{,}0} = 337\ \text{kN}$$

Le dernier mode de rupture à vérifier, pour la section en T, concerne la déchirure des plaques le long des lignes 1-2-3-4, sur la figure 4.21a. Il convient de rappeler qu'il n'y a pas de décalage en cisaillement dans ce cas. On utilise à cet effet l'équation (4.6) et l'équation (4.28), puisque ces zones ne sont pas affectées par le soudage.

$$A_{ne} = \Sigma A_{ni} \qquad \text{(éq. 4.6)}$$

$$T_r = \phi_u\ A_{ne} \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.28)}$$

$$A_{ne} = 2\left[\left(50 - \frac{13}{2}\right) + 0{,}6\,(36 + 20 - 1{,}5 \times 13)\right]12$$

$$A_{ne} = 1570\ \text{mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 1570 \times \frac{0{,}235}{1{,}0} = 277\ \text{kN}$$

La résistance critique en traction est donc égale à 277 kN, valeur relativement faible, si on la compare à la résistance brute de la pièce (495 kN, sans tenir compte de l'excentricité de la charge, mais 328 kN, en tenant compte de celle-ci). On aurait alors avantage à ajouter une ou deux rangée de boulons supplémentaires pour éviter que ce mode de rupture soit le plus critique.

RÉFÉRENCES

[4.1] THE ALUMINUM ASSOCIATION, *Aluminum Design Manual,* Part 1 – B Specification for aluminum structures, Washington, D.C., 2020.

[4.2] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Limit states design of steel structures,* CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[4.3] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., *Calcul des charpentes d'acier,* Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794p.), Tome 2, 2010 (611p).

[4.4] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *General requirements for rolled and welded structural quality steels,* CAN/CSA-G40.20 / G40.21-13 (R2018), Rexdale, Ontario, 2013.

[4.5] KISSELL, J.R., FERRY, R.L., *Aluminum structures – A guide to their specifications and design,* John Wiley and Sons Inc., N.Y., 2002.

[4.6] MAZZOLANI, F.M., *Aluminium alloys structures,* 2nd Edition, E & FN SPON, 1995.

[4.7] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium/ Commentaires sur CSA S157-17 Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium CAN/CSA-S157-17/ S157.1-17 (R2022),* Rexdale, Ontario, 2017.

[4.8] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, *Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General rules, ENV-1999-1-1,* Brussels, Belgium, May 2007.

[4.9] DOWLING, N.E., *Mechanical behavior of Materials – Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue,* 2nd Edition, Prentice Hall, USA, 1999.

[4.10] HILL, H.N., CLARK, J.W., *Lateral buckling of eccentrically loaded I-sections columns,* ASCE Transactions, Vol. 116, 1951.

[4.11] KULAK, G.L., FISHER, J.W., STRUIK, J.H.A., *Guide to design criteria for bolted and riveted joints,* John Wiley and Sons, Toronto, 2nd Edition, 1987.

[4.12] SHARP, M.L., *Behavior and design of aluminum structures,* McGraw-Hill Inc., 1993.

[4.13] HILL, H.N., CLARK, J.W., BRUNGRABER, R.J., *Design of welded aluminum structures,* ASCE Transactions, Vol. 127, 1962.

[4.14] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Strength design in aluminum,* CAN/CSA-S157-M83, Rexdale, Ontario, 1983.

[4.15] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, *Aluminium structures – Material and design – Ultimate limit state under static loading,* ISO/TR11069 : 1995 (E), Geneva, Switzerland, 1995.

[4.16] MARSH, C., *Single angle members in tension and compression,* Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 95, no ST5, Jan. 1969.

[4.17] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Constructions soudées en aluminium,* CAN/CSA W59.2-M1991 (R2013), Rexdale, Ontario, 1991.

Chapitre 5

PIÈCES ET PAROIS EN COMPRESSION

5.1 INTRODUCTION

Dans les charpentes, une des principales pièces appelées à résister aux charges est la pièce comprimée. La pièce comprimée existe dans l'ossature de la structure, sous forme de poteau ou de diagonale de contreventement. Elle représente aussi près de la moitié des pièces de treillis, que ceux-ci soient verticaux ou horizontaux, ou qu'ils soient utilisés dans les charpentes de bâtiment ou dans les ouvrages d'art.

Dans les charpentes métalliques, l'étude des effets de la compression ne se limite pas qu'aux pièces, mais s'étend aux éléments qui les constituent : ailes et âmes des pièces comprimées, aile comprimée des poutres fléchies, parois raidies, parois, coques, etc.

Quelle que soit l'application, l'étude de la résistance des pièces et des parois en compression est relativement complexe puisqu'elle fait intervenir des notions de stabilité. Ceci s'applique particulièrement aux charpentes et structures d'aluminium. En effet, puisque l'aluminium est léger, il est essentiellement utilisé pour la construction de structures légères (bâtiments, coques d'avion, remorques, diaphragmes, cloisons, etc.). Les normes de calcul des charpentes et structures d'aluminium doivent non seulement tenir compte de la résistance et de la stabilité globales des pièces mais aussi du flambement et du voilement des parois les constituant[5.1, 5.2,5.3]. C'est le prix à payer pour satisfaire au critère de légèreté ! Par conséquent, l'utilisation de ces normes apparaît plus abstraite, à prime abord, que l'utilisation de la plupart des normes de calcul des charpentes d'acier[5.4]. Ces dernières contournent le problème en limitant l'élancement des parois comprimées à des valeurs qui rendent le voilement des parois de la section moins critique que le flambement global des pièces. Le calcul des charpentes d'acier est ainsi grandement facilité. Des normes plus spécialisées sont développées pour le calcul des charpentes et structures d'acier à parois minces[5.5].

Comme l'indique le titre du chapitre, les pièces, ainsi que les parois raidies ou non raidies sollicitées en compression, seront étudiées dans cette partie du présent fichier électronique.

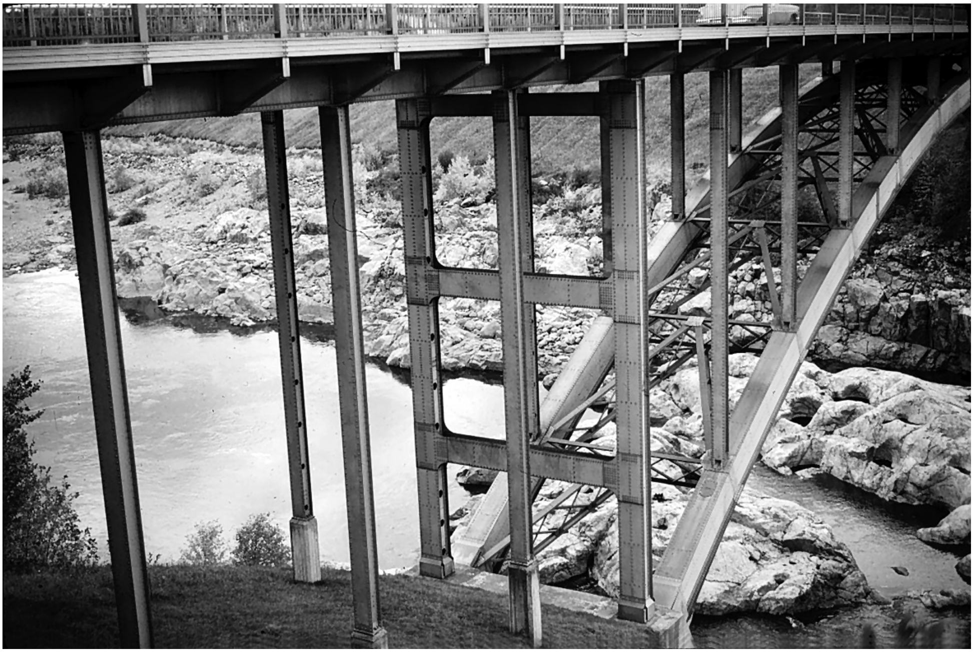
On fera parfois référence aux coques, mais ces dernières ne seront pas traitées en détail puisque leur champ d'application (l'avionnerie et les réservoirs, par exemple) déborde celui qui est couvert par le présent document.

Les pièces comprimées ont un comportement bien différent de celui des pièces tendues, pour deux raisons principales. Alors que les efforts de traction ont pour effet de redresser les pièces, les efforts de compression ont plutôt tendance à les faire fléchir. Ce phénomène, communément appelé flambement, conditionne le comportement de la plupart des pièces comprimées. De plus, comme on l'a vu au chapitre précédent, la résistance des pièces en traction est grandement affectée par les trous pratiqués pour les assemblages boulonnés. La résistance des pièces comprimées, par contre, est évaluée sur la section brute ($A = A_g$) puisqu'il y a transfert de compression par contact entre les boulons et les parois des trous.

En général, les pièces comprimées résistent à des charges inférieures à la limite $C_y = A_g F_y$, qui correspond à la plastification totale de la section brute, à cause du flambement. Plus la pièce est élancée, plus la résistance est faible. On peut, à la limite, supposer que la résistance de la pièce sera nulle pour un élancement L/r égal à l'infini, où L est la longueur de la pièce et r le rayon de giration minimal de la section de la pièce. Comme on le verra plus loin, la résistance au flambement d'une pièce comprimée est aussi grandement influencée par le type de section, le degré de retenue aux extrémités de la pièce, la présence de contraintes résiduelles découlant du procédé de fabrication, les imperfections du matériau, la déformée initiale de la pièce, l'excentricité du chargement, etc.

Le voilement des parois constituant les pièces peut aussi contribuer à réduire de façon significative leur résistance. Comme pour le flambement, plus la paroi est élancée, plus la résistance est faible. L'élancement d'une paroi est défini par le rapport b/t où b est la largeur de la paroi sollicitée en compression et t est l'épaisseur.

Théoriquement, une pièce est dite en compression pure lorsque la ligne d'action de la force de compression passe par le centre de gravité de la section aux deux extrémités de la pièce. Idéalement, la pièce doit être parfaitement droite, symétrique par rapport aux axes principaux, homogène et isotrope, et la distribution des contraintes résiduelles doit aussi être doublement symétrique. Toutes ces conditions doivent être satisfaites afin de s'assurer que, pour un chargement concentrique, la pièce ne fléchira pas avant que soit atteinte la charge critique de flambement. Il est évident que de telles conditions ne se rencontrent jamais dans la pratique. Ces hypothèses et quelques autres servent uniquement à décrire, à l'aide de modèles mathématiques, le comportement fondamental des pièces en compression pure.



Les principales pièces de support du pont d'Arvida travaillent en compression
PHOTO : PAUL BOURQUE

Le concepteur a une définition quelque peu différente des pièces en compression pure. Pour lui, il s'agit d'une pièce qui transmet essentiellement une force de compression et qui ne requiert pas de considérations spéciales de dimensionnement pour les charges latérales ou les moments fléchissants qu'elle supporte. Les conditions réelles peuvent déroger des conditions idéales, mais si elles demeurent à l'intérieur de certaines limites de tolérance, il en tient compte indirectement dans les équations de dimensionnement ou par des facteurs de correction appropriés.

En réalité, il est plutôt rare qu'une pièce, et particulièrement un poteau, soit sollicitée en compression pure. La théorie des pièces comprimées est cependant très utile en pratique, ne serait-ce que pour procéder à un choix préliminaire de section ou encore pour évaluer un des cas limites du calcul des poteaux-poutres (chapitre 6). Lorsque les moments fléchissants sont faibles, on les néglige et on dimensionne la pièce en compression pure. Cette pratique est courante pour le calcul des treillis et des poteaux dans les bâtiments légers.

Il existe une multitude de sections simples ou composées généralement utilisées pour résister aux charges de compression. Quelques exemples sont donnés sur la figure 5.1.

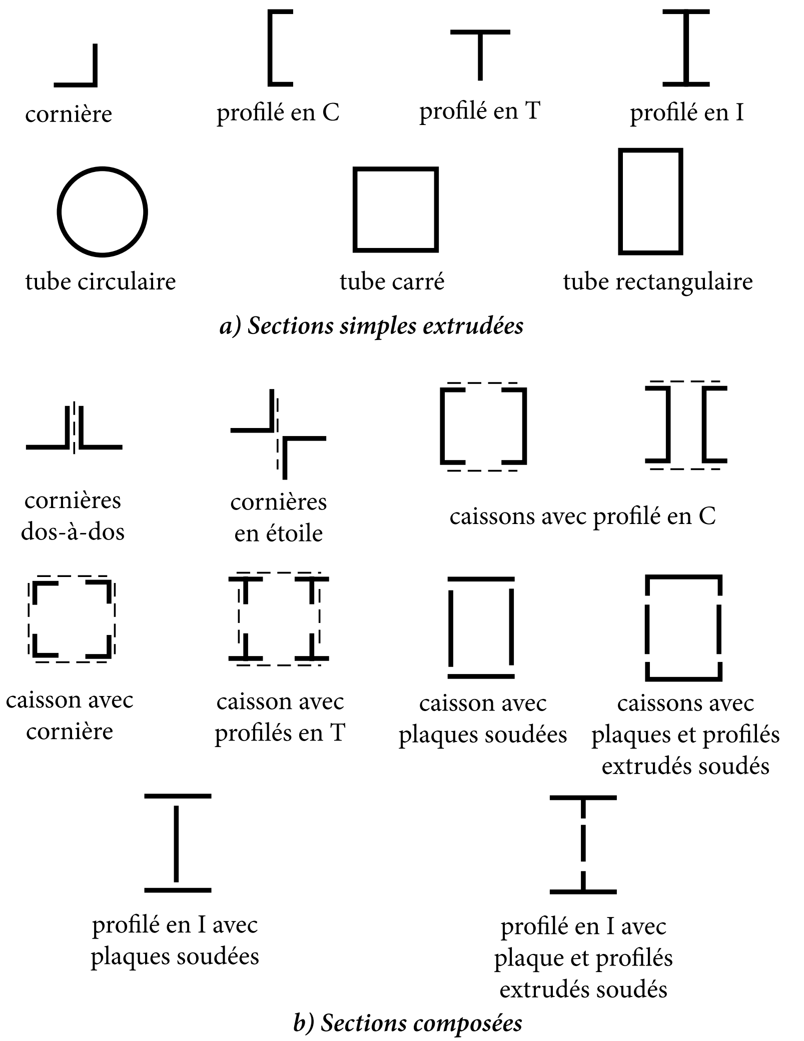


FIGURE 5.1 Types de pièces en compression

De façon évidente, on évite d'utiliser les barres et les plaques non raidies pour résister aux charges de compression. Les cornières, les profilés en C et en T, de même que les tubes sont souvent utilisés dans les treillis, les poutrelles ajourées et les systèmes de contreventement. Comme poteaux dans les bâtiments et comme pièces en compression dans les ponts, on utilise généralement des profilés en I ainsi que des tubes carrés et rectangulaires, simples ou composés. Le calcul des pièces à section composée sera étudié plus loin dans ce chapitre.

Le chapitre 5 doit être considéré comme un des chapitres pivots de ce volume. Les concepts les plus importants sont étudiés aux sections 5.5 (voilement des parois minces) et 5.6 (flambement des pièces). Les sections qui précèdent (5.1 à 5.4) sont plutôt descriptives et servent d'introduction aux sections 5.5 et 5.6, alors que les sections qui suivent (5.7 à 5.10) décrivent des applications particulières (résistance des pièces à section composée, des panneaux plats raidis, des parois courbes, des tubes et des panneaux sandwich). La section 5.11 traite de la torsion en général, la section 5.12 de l'analyse des charpentes et des méthodes de calcul et la section 5.13 conclut en présentant sept exemples de calcul qui couvrent essentiellement toute la matière.

5.2 MODES DE RUPTURE

Une brève description des différents modes de rupture qui régissent le comportement des pièces et des parois comprimées, peut servir d'introduction aux nombreux concepts qui seront développés par la suite dans ce chapitre.

En limitant la discussion aux pièces, pour le moment, il est possible de tracer un graphique illustrant de façon schématique la relation qui existe entre la résistance ultime et l'élancement de la pièce. On obtient ainsi une courbe semblable à celle de la figure 5.2, où on observe que la résistance ultime diminue rapidement en fonction de l'élancement.

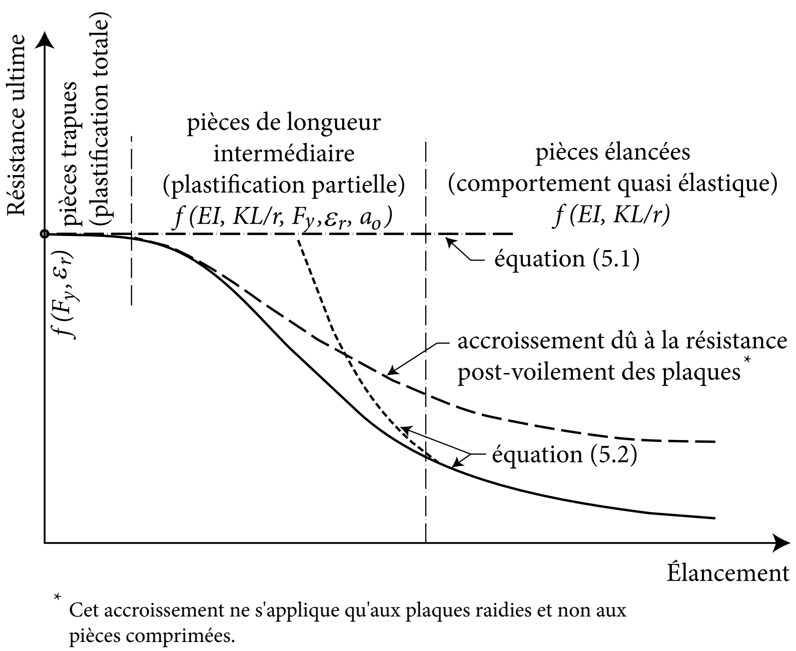


FIGURE 5.2 Courbes de comportement des pièces en compression pure

On simplifie l'étude des pièces comprimées en identifiant trois catégories définies en fonction de l'élancement et en regroupant les pièces à l'intérieur de chacune de ces catégories. Le comportement des pièces est différent d'une catégorie à l'autre, ce qui justifie une étude particulière pour chacune d'entre elles.

Considérons les trois pièces illustrées sur la figure 5.3, dont l'épaisseur et la largeur sont constantes mais qui varient en longueur. Sous une charge de compression uniforme croissante, la pièce trapue en (a) va se déformer axialement jusqu'à ce qu'elle atteigne la limite élastique (F_y) sur toute sa section.

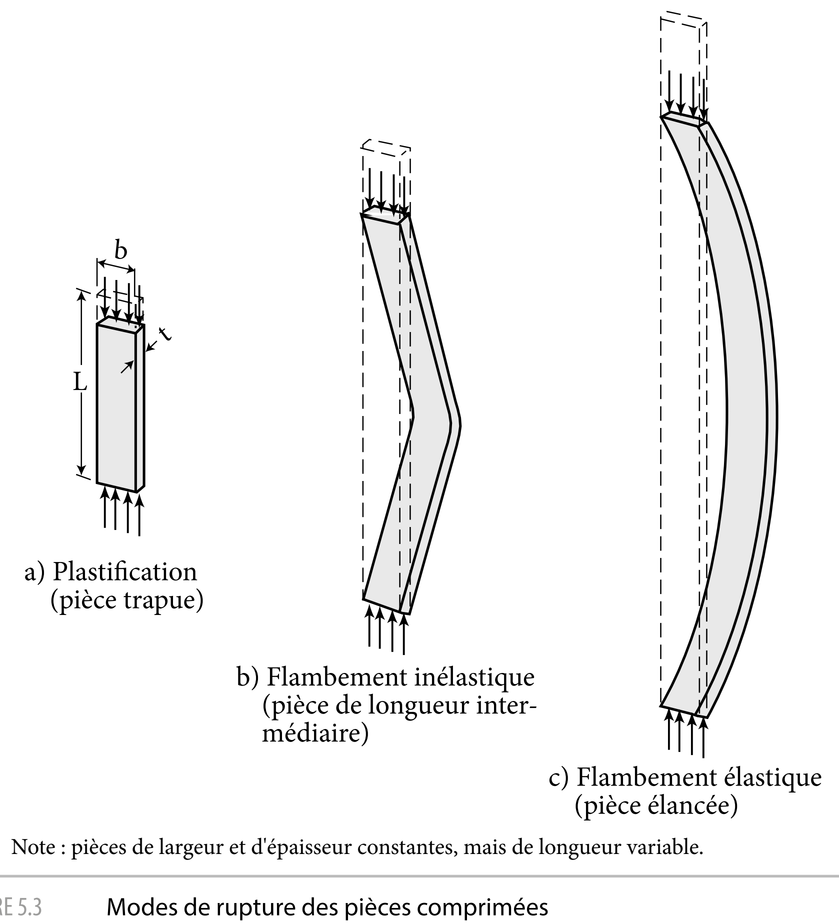


FIGURE 5.3 Modes de rupture des pièces comprimées

La pièce de longueur intermédiaire, montrée en (b), va résister à un accroissement de charge jusqu'à ce qu'elle flambe, en se déplaçant latéralement, tel qu'indiqué sur la figure. Après le flambement, la pièce n'est plus en mesure de résister à la charge imposée. Lorsque cette dernière est enlevée, la pièce reste déformée en permanence, puisque lors du flambement, la section de la pièce avait atteint la limite élastique, en tout ou en partie. On dit alors que la pièce a flambé de façon inélastique. Enfin, lorsqu'une pièce de même section, mais beaucoup plus longue, est sollicitée en compression, la pièce résiste à l'accroissement de charge jusqu'au flambement, dont la déformée est illustrée sur la figure 5.3c. Ce dernier se produit à une charge beaucoup plus faible que celle à laquelle résiste la pièce de longueur intermédiaire. Après le flambement, la pièce n'est plus en mesure de subir un accroissement de charge. Lorsqu'on retire la charge, la pièce retrouve sa forme initiale. C'est le comportement qu'on observe lorsqu'on s'amuse à comprimer une règle de plastique. La règle flambe élastiquement.

Les pièces trapues ont la résistance ultime la plus élevée et leur capacité maximale est développée lorsque toutes les fibres de la section atteignent la limite élastique. La charge agissant sur la section a été définie précédemment et est égale à C_y:

$$C_y = A_g F_y \tag{5.1}$$

L'équation (5.1) constitue la limite supérieure et est représentée par la ligne horizontale sur la figure 5.2.

Il convient de rappeler qu'en compression, c'est la limite élastique (F_y) qui constitue la limite de résistance. Nous avons vu, à la section 2.9.3, que la limite (ou contrainte) ultime (F_u) n'a pas de signification physique en compression. On a également vu, au chapitre 4, que la contrainte ultime (F_u) des pièces en traction est utilisée pour le calcul de la résistance de la pièce au droit des assemblages où l'effet des déformations est très localisé. Les assemblages ont moins d'impact sur le calcul de la résistance des pièces comprimées même s'ils affectent ces dernières de façon importante, comme on le verra plus loin (excentricités, rigidité flexionnelle, etc.). Il suffit donc de retenir que la contrainte ultime (F_u ou F_{wu}) n'est pas utilisée dans le calcul de la résistance des pièces comprimées, sauf lorsque celles-ci comportent des soudures transversales à leurs extrémités.

On a également vu, au chapitre 2, que certains alliages de corroyage ont une limite élastique en compression légèrement inférieure à la limite élastique obtenue à partir d'essais de traction sur des éprouvettes. Bien que certaines normes font la distinction entre F_{cy} et F_{ty}, la référence [5.1] ne considère que F_y dans le but de simplifier les calculs. Les conséquences sont tout à fait négligeables.

Tel qu'indiqué sur la figure 5.2, le comportement des pièces trapues est influencé par la présence de contraintes résiduelles ($\sigma_r = E\,\varepsilon_r$) en équilibre sur la section. Les contraintes résiduelles résultent du mode de fabrication des pièces ou sont induites par le soudage. Elles seront brièvement étudiées à la section 5.4.5.

Pour les poteaux élancés, l'état limite ultime est le flambement élastique, brièvement étudié à la section 3.8.3. L'équation qui gouverne les calculs est l'équation d'Euler (3.31) reproduite ici avec un élancement légèrement modifié pour tenir compte des conditions de retenue des poteaux.

$$C_E = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \tag{5.2}$$

Le coefficient K est le coefficient de longueur effective qui sera défini à la section 5.4.6. Rappelons que E est le module élastique de la pièce (MPa), I est le moment d'inertie de la section (mm^4), A est l'aire de la section (mm^2), r est le rayon de giration (mm) égal à $\sqrt{I/A}$ et L est la longueur de la pièce (mm). L'équation (5.2) définit le comportement d'une pièce parfaite et constitue la limite inférieure de la courbe de résistance tracée sur la figure 5.2.

Il est important de constater que la résistance limite des pièces élancées sollicitées en compression pure n'est pas fonction de la limite élastique (F_y). De plus, il a été démontré que les contraintes résiduelles ont très peu, sinon aucun effet sur la résistance des poteaux élancés, qu'ils soient droits ou initialement courbés[5.6, 5.7].

Généralement, dans la pratique, on ne rencontre que peu de pièces qui tombent dans la catégorie des pièces élancées pour des raisons économiques. On comprendra, en examinant la figure 5.2, que c'est parce que les pièces élancées ont une résistance trop faible. Pour les parois, c'est un peu différent, comme on le verra plus loin.

Pour les pièces de longueur intermédiaire, l'état limite ultime est le flambement inélastique, lequel sera étudié plus attentivement à la section 5.6. Lorsque la charge qui produit le flambement des pièces de cette catégorie est atteinte, certaines fibres de la section ont déjà atteint la limite élastique.

La résistance ultime d'une pièce de longueur intermédiaire en compression pure dépend non seulement de la rigidité flexionnelle de la pièce (EI) et de son élancement (KL/r), mais aussi de la limite élastique de l'alliage (F_y), de la distribution et de l'intensité des contraintes résiduelles ($\sigma_r = E\,\varepsilon_r$), et des défauts de rectitude définis par l'amplitude de la déformée initiale au centre de la pièce (a_o). Les pièces tombant dans cette catégorie sont donc les plus complexes à analyser. Ce sont celles que l'on rencontre le plus fréquemment dans les charpentes.

L'influence des défauts de rectitude et des contraintes résiduelles se fait tout particulièrement sentir dans les pièces de longueur intermédiaire. L'interaction existant entre les différents facteurs énumérés plus haut ainsi que la grande variabilité qui caractérise la plupart d'entre eux, font en sorte que les résultats d'analyses théoriques du comportement des pièces de longueur intermédiaire démontrent une dispersion beaucoup plus grande pour cette catégorie de pièces que pour les deux autres catégories. Les nombreux résultats d'essais en laboratoire confirment ce fait[5.6].

Les parois se comportent de façon similaire aux pièces en compression et la courbe de la figure 5.2 s'applique aussi bien à cette catégorie de pièces comprimées. Les seules différences résident dans la définition de l'élancement de la paroi et dans la capacité de cette dernière à résister davantage aux accroissements de charges après le voilement (flambement d'une paroi), *lorsque les conditions de retenue sur les bords le permettent*. Ce phénomène s'appelle résistance post-flambement.

Comme on l'a fait pour les pièces comprimées, considérons les trois parois illustrées sur la figure 5.4, pour lesquelles la longueur (L) et l'épaisseur (t) demeurent constantes, mais dont la largeur (b) varie. Dans le cas considéré, un des bords est libre et l'autre est retenu transversalement de façon telle que la rotation autour de l'axe x - x est empêchée mais que le déplacement de la plaque selon le même axe est permis. On peut, dès à présent, entrevoir pour les parois toutes les conditions de retenue sur les bords et toutes les combinaisons de retenue possibles (simple-libre, simple-simple, simple-encastré, encastré-encastré).

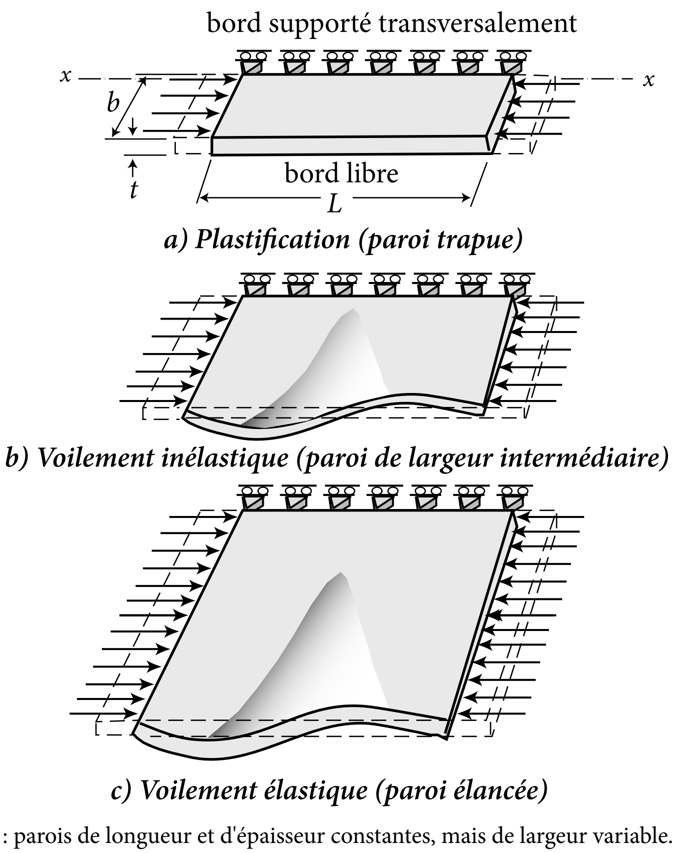


FIGURE 5.4 Modes de rupture des parois comprimées

Pour la paroi trapue de la figure 5.4a, la charge de compression peut être augmentée jusqu'à ce que toute la section se plastifie, sans que la paroi ne se déforme transversalement. La résistance de la paroi est alors égale à la résistance donnée par l'équation (5.1), tel qu'indiqué sur la figure 5.2.

Si on augmente la largeur de la paroi et qu'on garde les autres dimensions constantes (figure 5.4b), la paroi finit par voiler sous la charge de compression croissante, à une valeur de la charge inférieure à C_y. Le voilement survient avant que la contrainte moyenne n'atteigne F_y sur toute la section. Les contraintes sont augmentées dans la portion déformée de la paroi et atteignent facilement la limite élastique. C'est la raison pour laquelle la paroi demeure déformée de façon permanente après que l'on ait retiré la charge. C'est le voilement inélastique, décrit par la portion centrale de la courbe de la figure 5.2, à la seule différence que l'élancement de l'élément comprimé est maintenant défini par le rapport b/t.

Si on augmente à nouveau la largeur b (figure 5.4c), et qu'on sollicite en compression la paroi élancée ainsi obtenue, on obtient éventuellement une rupture par voilement élastique du bord libre de la paroi, à une valeur de la charge nettement plus faible que dans le cas précédent. Lorsqu'on enlève la charge, la paroi retourne à sa forme initiale.

On constate toutefois que, si les conditions de retenue le permettent, la portion la moins déformée près du support est encore capable de résister à un accroissement de la charge, contrairement à la pièce élancée de la figure 5.3c. Il en sera ainsi jusqu'à ce que la portion encore efficace de la paroi n'atteigne F_y. Cette résistance additionnelle, comme on l'a entrevu précédemment, s'appelle la résistance post-flambement ou post-voilement, et est assez importante pour être considérée dans les calculs. Elle a pour effet de soulever la courbe montrée sur la figure 5.2 à un niveau inférieur à celui indiqué par la courbe en traits longs discontinus. On réalise que ce sont les parois élancées (figures 5.4c et 5.2) qui bénéficient le plus de ce surplus de résistance. Ce phénomène s'applique aussi aux parois de largeur intermédiaire, mais dans une moindre mesure, comme on le constate sur la figure 5.2. La norme américaine[5.2] ne considère la résistance post-flambement que pour les parois élancées qui voilent élastiquement, comme nous le verrons à la section 5.5. Elle reconnaît toutefois le surplus de résistance des parois retenues sur un seul bord, comme l'aile comprimée d'une poutre en I, ce que ne fait pas la norme canadienne[5.1].

La résistance post-flambement est plus significative pour les parois retenues sur les deux bords longitudinaux que pour les parois avec un bord libre, telle celle montrée sur la figure 5.4. La courbe en traits longs discontinus montrée sur la figure 5.2 illustre cette condition. C'est ce même phénomène que l'on observe dans les parois d'âme raidies des poutres assemblées, comme on le verra au chapitre suivant[5.6, 5.8]. Dans ce dernier cas, les panneaux d'âme sont retenus sur les quatre côtés et sont sollicités en cisaillement.

Il est important d'insister sur le fait que le phénomène de post-flambement ou de post-voilement ne s'applique pas au flambement global des pièces qui, comme on le constate sur la figure 5.3, ne sont pas supportées sur les bords. Le phénomène ne concerne que les parois raidies sur les deux bords qui composent la section des pièces comprimées. C'est de cette façon que les pièces en bénéficient. Si les parois constituant une section offrent plus de résistance après le voilement, la section est plus résistante et la pièce est, par conséquent, plus résistante.

En pratique, ce ne sont pas les pièces dont la principale fonction est de résister aux charges, qui tirent avantage de la résistance post-voilement, puisque ces dernières se situent généralement dans la zone d'élancement intermédiaire où, comme on le voit sur la figure 5.2, l'effet est moins significatif. La résistance ultime des parois minces devient intéressante lorsqu'une pièce ou un élément de pièce est conçu pour remplir d'autres fonctions, lorsque la résistance a une importance plus secondaire, et que de légères déformations des parois sont acceptables au niveau des charges non pondérées[5.9].

Le phénomène de voilement des parois et celui de résistance post-voilement ont conduit les normes de calcul des charpentes d'aluminium et des charpentes d'acier à parois minces[5.5] à considérer des sections d'aire efficace où les parois offrant un surplus de résistance après voilement sont soit moins larges, soit moins épaisses, pour tenir compte de cet effet. Les sections ainsi obtenues sont utilisées avec la limite élastique (F_y) du matériau pour calculer les résistances et les déformations. La figure 5.5 présente quelques exemples de sections efficaces tenant compte des phénomènes de voilement et de résistance post-voilement dans les pièces à parois minces.

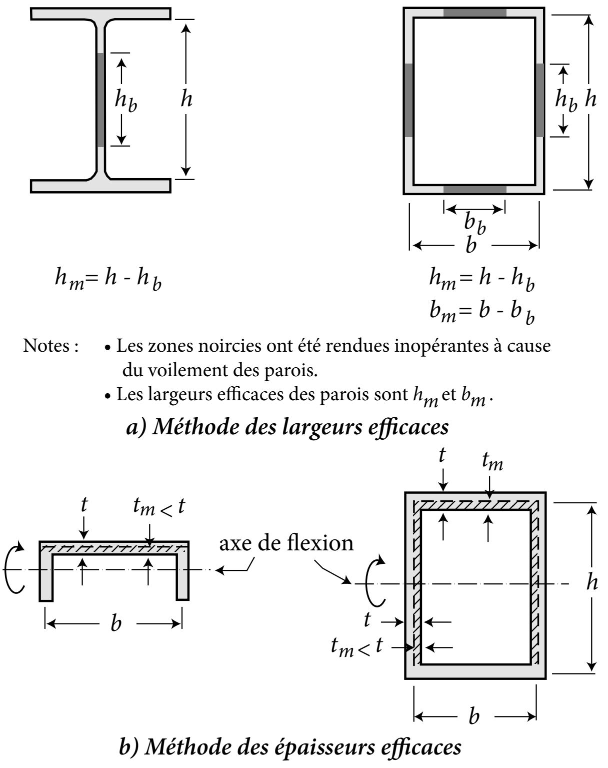


FIGURE 5.5 Sections efficaces de profilés minces comprimés offrant une résistance après le voilement de certaines parois

5.3 APPROCHES À LA NORMALISATION

En pratique, il existe deux façons de présenter des règles pour le calcul des pièces et des parois comprimées, chacune comportant ses avantages et ses inconvénients.

La première méthode consiste à ne pas faire de distinction entre les pièces trapues, les pièces de longueur intermédiaire ou les pièces élancées, ni, à la rigueur, entre les pièces comprimées et les pièces fléchies (chapitre 6), et à utiliser, dans un graphique semblable à celui de la figure 5.2, *une courbe de résistance continue normalisée*. C'est le terme utilisé pour décrire une courbe tracée sur un graphique, dont l'élancement en abscisse est modifié (normalisé) selon une technique simple qui sera présentée à la section 5.6.2, et dont la résistance en ordonnée, souvent exprimée sous forme de contrainte, est rendue adimensionnelle en divisant la résistance calculée par la résistance limite donnée, pour le moment, par l'équation (5.1) ou par F_y , lorsque la résistance prend la forme d'une contrainte. La résistance limite, comme on le verra, peut varier pour tenir compte de divers phénomènes. Une telle courbe est présentée sur la figure 5.6.

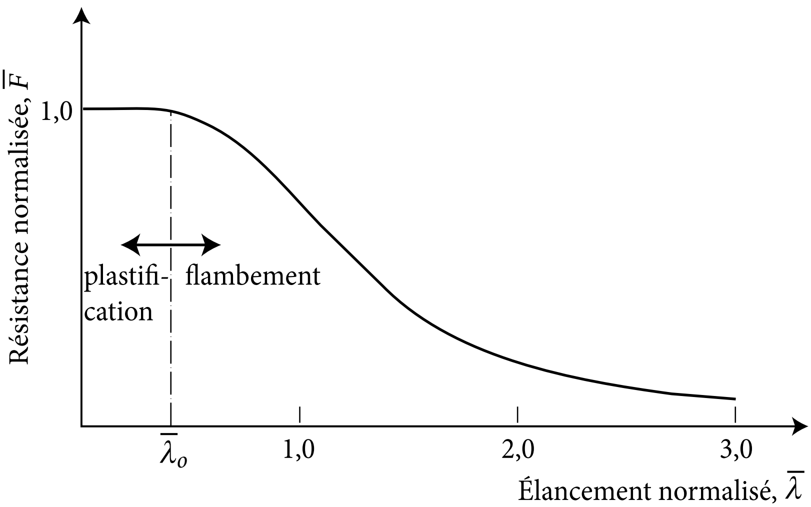


FIGURE 5.6 Courbe de résistance normalisée pour le calcul des pièces comprimées et fléchies

C'est la méthode retenue par la norme canadienne[5.1] et la norme européenne[5.3]. Des équations adaptées, telles la formule Perry-Robertson ou la formule Ramberg-Osgood[5.6], sont généralement utilisées avec quelques variantes dans les normes pour tenir compte de la multitude de facteurs susceptibles d'affecter le comportement des pièces en alliages d'aluminium sollicitées en compression ou en flexion, ainsi que des parois sollicitées en compression. Ces facteurs seront passés en revue dans la section suivante.

Pour mieux couvrir tout l'éventail des résultats d'essais expérimentaux ou de simulations numériques disponibles dans la littérature, les normes optent parfois pour plus d'une courbe, toutes obtenues de la même équation de base. Ainsi, il peut essentiellement y avoir une courbe pour les pièces en alliages de corroyage traités thermiquement (F_y de l'ordre de 200 à 300 MPa) et une autre pour les pièces en alliages non traitables thermiquement (F_y de l'ordre de 100 MPa), de même qu'une série de courbes pour tenir compte de la résistance au voilement et de la résistance post-voilement des parois traitées thermiquement ou non traitables thermiquement. C'est effectivement cette approche que les normes canadiennes[5.1] et européennes[5.3] ont adoptée.

Puisque la limite élastique des alliages structuraux varie entre 100 et 300 MPa, il semble logique d'utiliser une courbe normalisée pour évaluer la résistance des pièces et des parois en compression[5.6].

L'avantage de cette méthode est qu'une seule équation est utilisée avec quelques paramètres et constantes pour calculer toutes les résistances. Pour le cas considéré, il suffit d'insérer dans l'équation la valeur modifiée de l'élancement KL/r ou b/t (en fait, mb/t; voir l'équation 5.6) pour calculer la valeur normalisée de la résistance en compression. Si la courbe normalisée est disponible, on obtient directement la résistance en compression normalisée de la pièce ou de la paroi en utilisant le graphique avec la valeur modifiée de l'élancement.

La deuxième méthode, celle qu'a retenue la norme américaine de calcul des charpentes d'aluminium[5.2], consiste à reconnaître de façon explicite les pièces et les parois trapues, de longueur intermédiaire et élancées et à calculer pour diverses catégories d'alliages, la résistance en compression des pièces et des parois. Une représentation schématique des courbes considérées est présentée sur la figure 5.7.

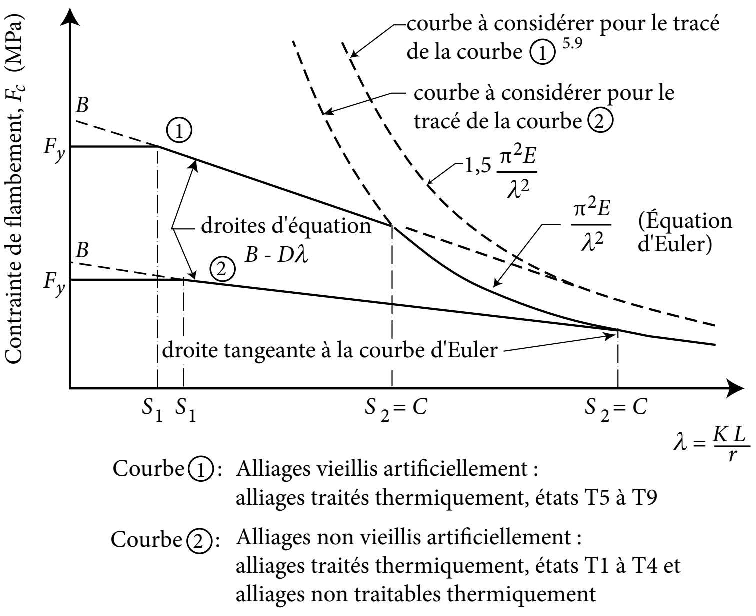


FIGURE 5. 7 Courbes de résistance pour le calcul des pièces comprimées et fléchies selon la norme américaine[5.2]

Des équations sont présentées pour chacune des catégories d'alliages montrées sur la figure (alliages vieillis artificiellement ou non). Le comportement des pièces de longueur intermédiaire et des parois de largueur intermédiaire (flambement inélastique) est représenté par une droite d'équation $B - D\lambda$ qui relie les deux limites F_y et $\pi^2 E/\lambda^2$. Les équations pour le calcul des co*nstantes de flambement* B, D et C sont présentées en tableau pour les pièces et les ailes des poutres en compression, pour les parois, les tubes ronds, les barres rectangulaires pleines, pour les contraintes de compression causées par la flexion dans les tubes ronds et le cisaillement dans les parois. Pour assister le concepteur dans ses calculs, la norme fournit des courbes de flambement et, en tableau, des valeurs calculées de la contrainte de flambement pour chaque tronçon de courbe ainsi que pour les limites S_1 et S_2 identifiées sur la figure 5.7.

Le désavantage de cette méthode est qu'elle fait appel à un grand nombre de données et de renseignements, si bien qu'il est facile de s'y perdre. Il faut reconnaître, toutefois, que l'utilisation des données fournies par la référence [5.2] facilite grandement les calculs, une fois que la méthode est apprivoisée.

La courbe de résistance des parois comprimées, retenue par la norme américaine, est présentée schématiquement sur la figure 5.8[5.10]. Les caractéristiques sont les mêmes que celles des courbes de la figure 5.7 pour les pièces, à l'exception de l'élancement qui est égal à mb/t et de la possibilité de développer un surplus de résistance après le voilement élastique des parois.

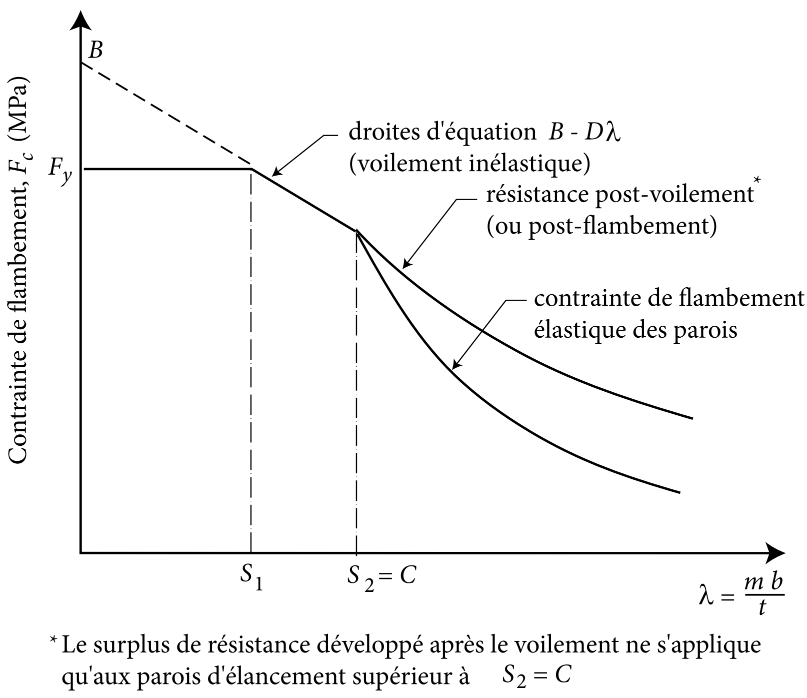


FIGURE 5.8 Courbe de résistance pour le calcul des parois comprimées selon la norme américaine[5.2]

5.4 VARIABLES INFLUENÇANT LA RÉSISTANCE

Les principales variables susceptibles d'influencer le comportement des pièces et des parois en compression sont les types d'alliages, la section des pièces, les variations d'épaisseur de la section, les défauts de rectitude, les contraintes résiduelles (particulièrement celles induites par le soudage) et le degré de retenue aux extrémités des pièces. On verra dans cette section comment chacune de ces variables affecte l'allure générale de la courbe montrée sur la figure 5.6.

5.4.1 Les alliages

L'information présentée à la section 5.3 a permis de prendre conscience de la très grande influence que les alliages ont sur le comportement des pièces et des parois comprimées. Les commentaires qui suivent apporteront un complément d'information à cette problématique[5.6, 5.10, 5.11].

Comme nous l'avons vu, le flambement élastique des pièces comprimées est évalué à l'aide de l'équation (5.2), exprimée sous forme de contrainte sur la figure 5.7. Il est possible, selon la méthode de Shanley[5.6], d'estimer le comportement des pièces de longueur intermédiaire (flambement inélastique), en remplaçant le module élastique (E) dans l'équation d'Euler par le module tangent (E_t) défini sur la figure 5.9. La courbe obtenue peut être remplacée de façon pratique par la droite d'équation $B - D\lambda$ proposée dans la référence [5.2] (figure 5.7).

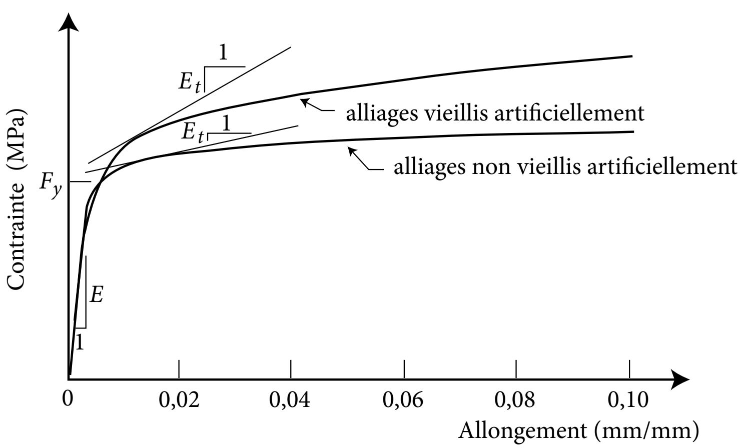
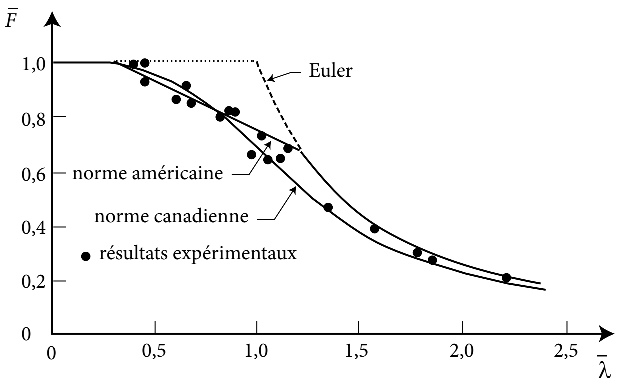


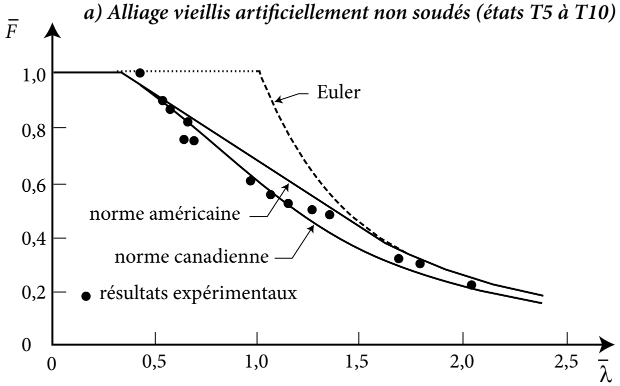
FIGURE 5.9 Courbes contrainte-déformation des alliages ayant subi ou non un vieillissement artificiel

Puisqu'il a été observé, selon la figure 5.9, que les courbes contrainte-déformation diffèrent de façon importante pour les alliages vieillis artificiellement et pour ceux qui ne le sont pas, on a cru bon, dans la norme américaine, de proposer une courbe pour chacun de ces groupes d'alliages[5.2].

Les normes canadiennes[5.1] et européennes[5.3, 5.12] procèdent de la même façon, mais en utilisant les deux courbes normalisées montrées sur la figure 5.10. Les variables $\overline{F}$ et λ ont été définies à la section 5.3 (figure 5.6). Les recommandations de ces normes sont légèrement plus sécuritaires que celles de la norme américaine, surtout dans la zone la plus utilisée, se situant entre les valeurs de λ égales à 0,5 et 1,5. On notera toutefois que les opinions différaient entre parties, dans les versions antérieures des références [5.1] et [5.2], quant à la façon de regrouper les alliages. Pour les Canadiens et les Européens, les alliages de corroyage étaient regroupés selon les alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000) et les alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000), sans tenir compte de la présence de soudures dans les pièces. Dans le premier cas, l'état est identifié par un « T » et, dans le deuxième, par un « H ». Pour leur part, les Américains considèrent que le vieillissement artificiel et la présence de soudures dans les pièces distinguent davantage les alliages, du point de vue structural. Rappelons que le vieillissement artificiel consiste à soumettre certains alliages traitables thermiquement (états T5 à T10) à une légère augmentation de température pendant une période prédéterminée, dans le but d'augmenter leur résistance (voir la figure 2.23 et la section 2.4.2). La référence [5.1] a finalement adopté la classification de la référence [5.2], comme on peut le voir sur la figure 5.10 et comme on le verra plus loin dans ce chapitre.



a) Alliage vieillis artificiellement non soudés (états T5 à T10)



b) Tous les autres alliages (états O, H, T1 à T4 et états T5 à T10 soudés)

FIGURE 5.10 Comparaison des courbes de flambement des références [5.1] et [5.2] à quelques résultats expérimentaux

5.4.2 La géométrie de la section des pièces

Toutes les études démontrent que la géométrie de la section des pièces n'est pas une variable importante à considérer dans les calculs de résistance en compression[5.6,5.11]. Les variations ne sont que de quelques pourcentages, d'un type de section à un autre. Ce constat peut surprendre, mais les résultats présentés sur la figure 5.11 sont plutôt convaincants. Ils sont extraits d'un ensemble de résultats du même type obtenus en considérant plusieurs alliages structuraux courants[5.11]. Sur la figure, chaque symbole représente une section de géométrie différente.

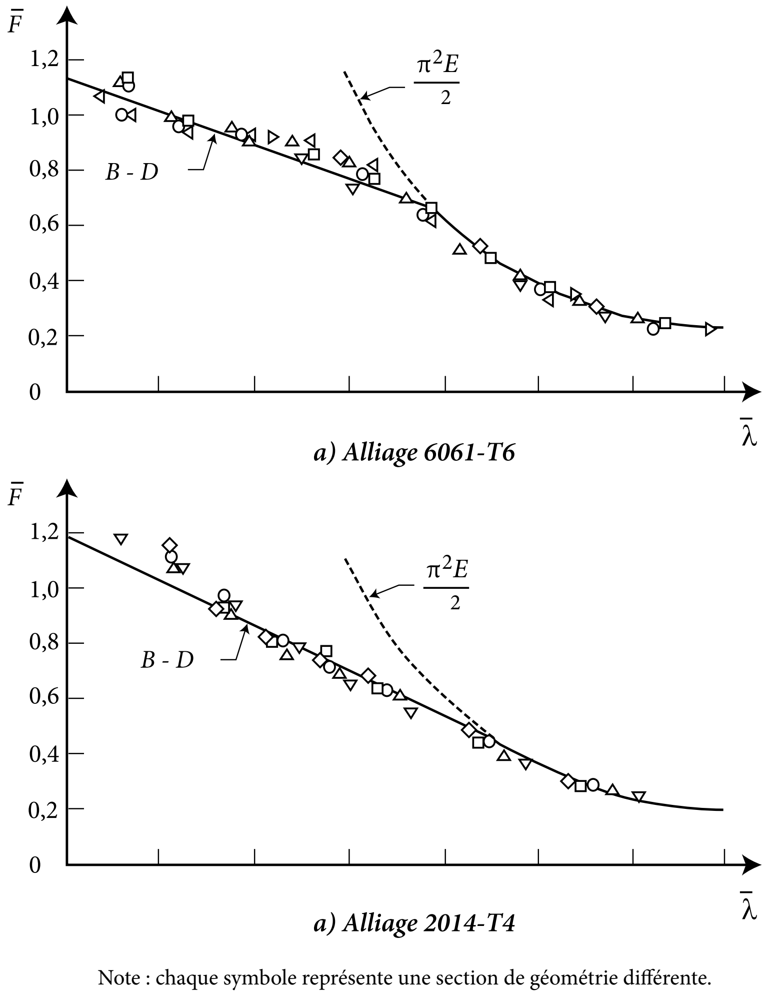


FIGURE 5.11 Influence de la géométrie des sections sur la résistance des pièces en compression

5.4.3 Les variations d'épaisseur des parois

La variation de l'épaisseur des parois d'une section par rapport aux dimensions nominales d'un profilé, peut induire des excentricités accidentelles qui, sous les charges de compression, ont pour effet de réduire la capacité de la pièce[5.6]. Les résultats présentés sur la figure 5.12 démontrent que cet effet est plus significatif que celui de la variation de géométrie de la section des pièces (section 5.4.2) et qu'il est important d'en tenir compte. Toutefois, les standards de tolérance adoptés par l'industrie pour la fabrication des profilés, limitent les variations d'épaisseur des parois à des valeurs qui n'affectent pas les calculs de façon significative.

5.4.4 Les défauts de rectitude

Les défauts de rectitude mesurés le long des profilés affectent grandement la capacité des pièces comprimées, comme le démontrent les résultats présentés sur la figure 5.13. Ce phénomène est bien connu et a toujours été pris en compte dans les calculs numériques et dans la dérivée des courbes normalisées pour le calcul de la résistance en compression des pièces. La déformée généralement retenue est de type sinusoïdal avec $L/1000$ comme valeur de la flèche maximale à mi-portée.

5.4.5 Les contraintes résiduelles (soudage)

Il a été clairement démontré que les contraintes résiduelles dans les profilés extrudés n'affectent pas de façon significative la résistance de ces profilés en compression et que leur effet peut être négligé[5.6]. Ce n'est toutefois pas le cas pour les profilés soudés longitudinalement ou transversalement. La distribution des contraintes résiduelles sur la section transversale d'une pièce contenant des soudures longitudinales varie énormément d'une section à l'autre, à l'intérieur d'une même section ou le long d'une pièce, sur la section. Ces contraintes en équilibre à l'intérieur de la section affectent grandement le comportement des pièces comprimées ou fléchies et il faut en tenir compte dans la dérivée des équations de calcul, dans le tracé des courbes de comportement normalisées ou dans l'évaluation des probabilités de rupture.

Pour simplifier l'étude de ce phénomène très complexe, plusieurs modèles de distribution des contraintes résiduelles ont été proposés. La figure 5.14 présente quelques exemples de modèles grossiers proposés pour des profilés soudés d'usage courant[5.6, 5.31].

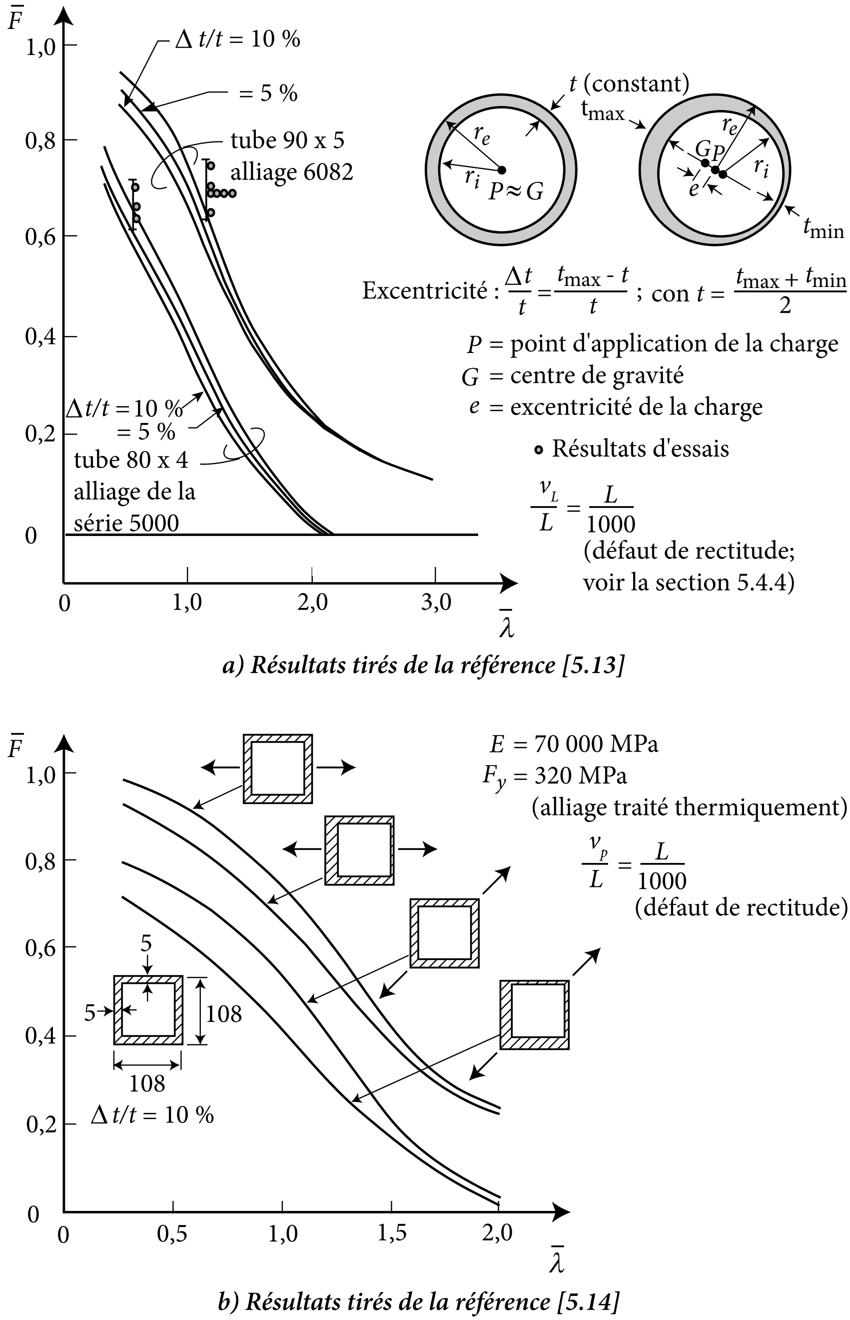
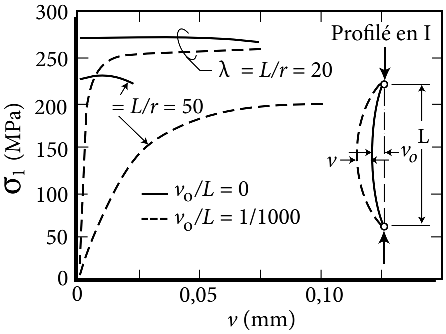
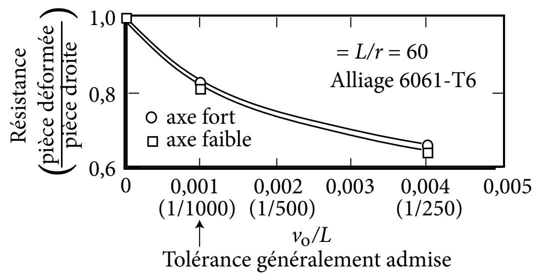


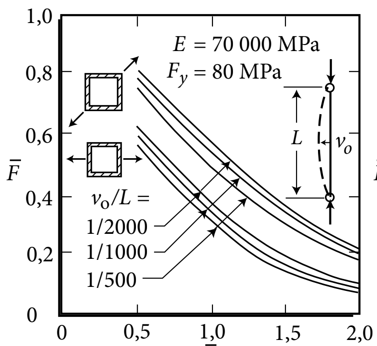
FIGURE 5.12 Influence de la variation de l'épaisseur des parois d'une section sur la résistance des pièces en compression

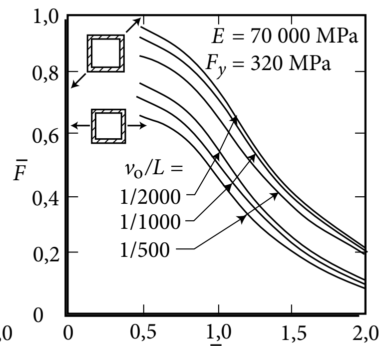


a) Courbe charge-déformation pour un profilé en I en alliage 6061-T6 [5.15] *(voir la section 3.8.3)*



b) Réduction de capacité en fonction de la déformée initiale [5.15]





c) Alliages non traitables thermiquement [5.6]

d) Alliages traités thermiquement [5.6]

FIGURE 5.13 Influence des défauts de rectitude sur la résistance des pièces en compression

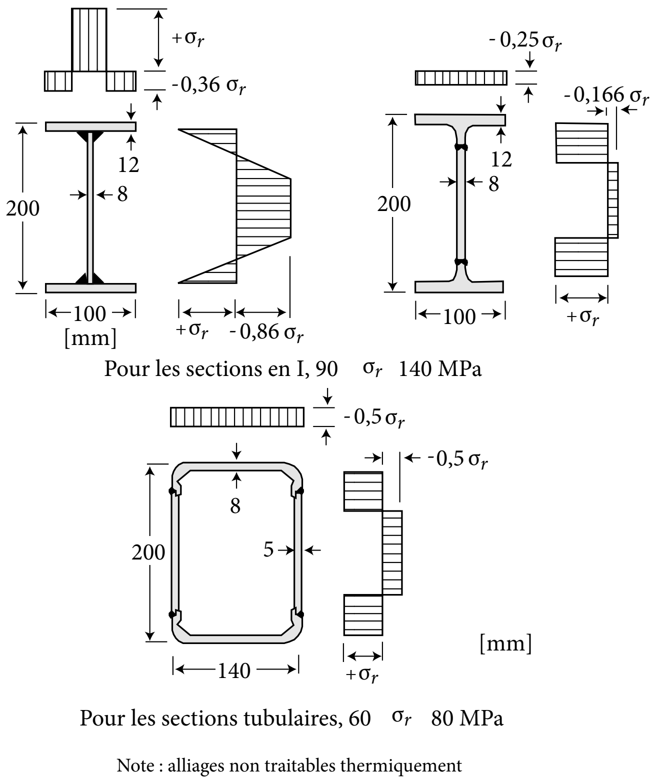


FIGURE 5.14 Modèles de distribution des contraintes résiduelles sur des sections soudées[5.31]

Les figures 2.25 et 2.27 montrent respectivement l'influence du soudage sur les alliages non traitables et traités thermiquement. La réduction de la limite élastique (F_y) causée par le soudage pour les alliages non traitables thermiquement est estimée à environ 10 % alors que pour les alliages traités thermiquement, elle est de l'ordre de 40 %[5.6]. Il faut donc s'attendre à ce que la résistance des pièces en aluminium sollicitées en compression soit affectée de façon significative par le soudage.

Pour les pièces comportant des soudures longitudinales, il suffit d'appliquer le facteur de réduction R_m donné par l'équation (4.25) à la limite élastique (F_y) du métal de base. La limite élastique réduite (F_m) est alors obtenue de l'équation suivante (équation 4.24) :

$$F_m = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right] F_y \tag{5.3}$$

Les termes de cette équation ont été définis à la section 4.4.5. Rappelons que l'équation (5.3) doit être utilisée en considérant l'aire brute (A_g) de la section.

De plus, la contrainte (ou résistance) de flambement normalisée ($\overline{F}$) qui sera définie dans la prochaine section, doit être multipliée par le facteur suivant pour tenir compte des contraintes résiduelles puisque celles-ci ne sont pas pleinement considérées dans l'équation (5.3)[5.6] :

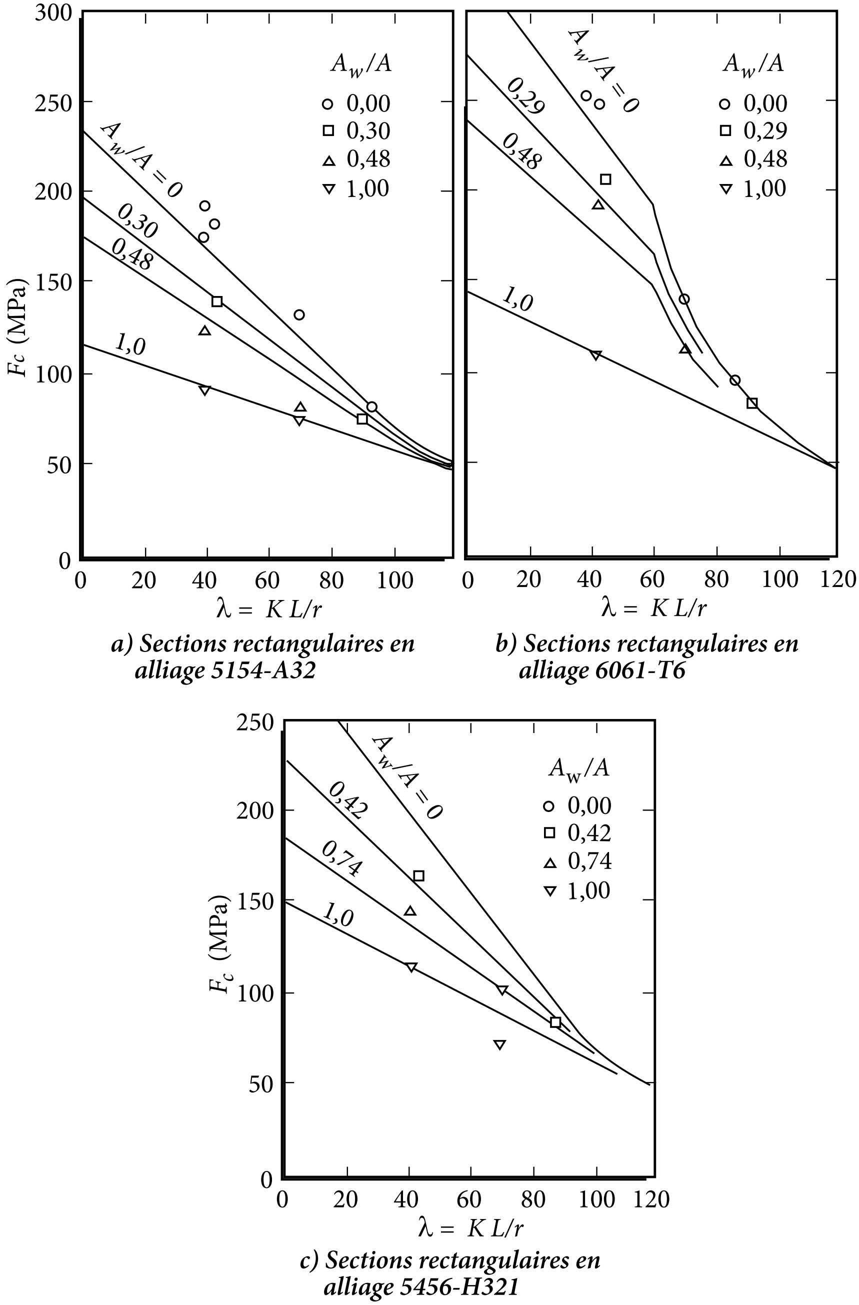
$$k = 0{,}9 + 0{,}1\left|1 - \overline{\lambda}\right| \leq 1{,}0 \qquad (5.4)$$

La norme américaine recommande aussi l'utilisation de l'équation (5.3). Les constantes de flambement B, D et C, définies sur la figure 5.7, doivent toutefois toujours être obtenues en considérant la catégorie des alliages non vieillis artificiellement (courbe 2 sur la figure 5.7), puisque la courbe $\sigma - \varepsilon$ du métal soudé correspond davantage à celle de cette catégorie d'alliage (voir la figure 5.9)

La figure 5.15 montre bien que les techniques décrites ci-haut pour tenir compte de la présence de soudures longitudinales sur la section, simulent de façon acceptable les conditions réelles. Sur cette figure, les courbes de la figure 5.7 sont comparées à des résultats expérimentaux effectués sur des sections tubulaires d'alliages courants.

Les soudures *transversales* affectent aussi le comportement en compression des pièces en aluminium, comme en fait foi la figure 5.16, sur laquelle quelques résultats expérimentaux sont comparés aux recommandations américaines de calcul.

Ces résultats confirment que les soudures transversales affaiblissent la pièce comprimée, peu importe leur localisation le long de la pièce. Les résultats expérimentaux sont toutefois très limités et ont été obtenus sur des sections de petite taille. On ne sait pas encore très bien comment ces résultats peuvent s'appliquer à des spécimens de plus grande taille. En l'absence de résultats d'études plus poussées sur le sujet, il est sécuritaire, selon la référence [5.11] de considérer que la *pièce entière possède une limite élastique égale à celle de la zone affectée thermiquement* (F_{wy}) dans les calculs de la résistance en compression.

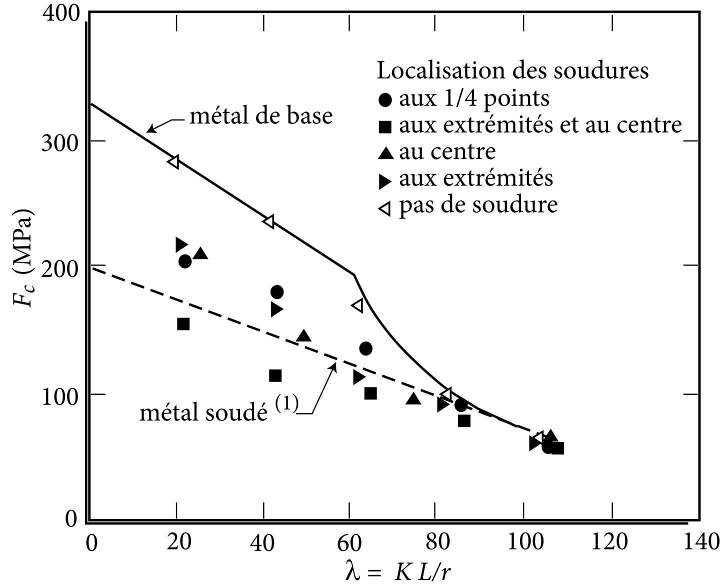


a) Sections rectangulaires en alliage 5154-A32

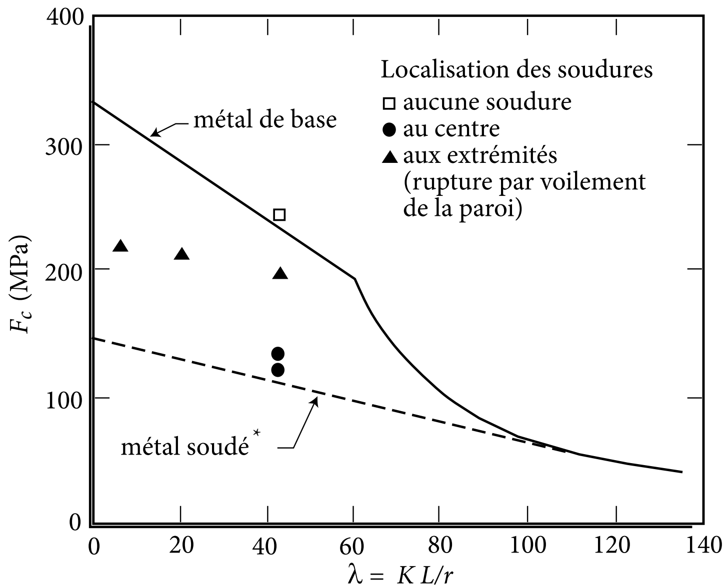
b) Sections rectangulaires en alliage 6061-T6

c) Sections rectangulaires en alliage 5456-H321

FIGURE 5.15 Influence des soudures longitudinales sur la résistance des pièces en compression[5.16]



a) Sections rectangulaires (50,8 × 12,7 mm) et (50,8 × 6,3 mm) en alliage 6061-T6



b) Tubes creux (76 Ø × 6,4 mm) en alliage 6061-T6

* F_{wy} obtenu d'essais de traction avec longueur de référence de 250 mm pour la mesure des élongations (voir la section 4.4.5)

FIGURE 5.16 Influence des soudures transversales sur la résistance des pièces en compression[5.16]

La norme canadienne traite le sujet de façon un peu différente. Lorsqu'une soudure transversale est située près des extrémités d'une pièce, la contrainte limite (F_o) qui sera définie à la section 5.6.1, est considérée égale à la limite élastique (F_y) du métal de base, mais la contrainte de compression dans la section soudée située aux extrémités de la pièce est aussi limitée àF_{wu} (voir les tableaux 2.7 et 2.9). Lorsqu'une soudure transversale est située ailleurs qu'aux extrémités sur la pièce, F_o est considéré égal à F_{wy}.

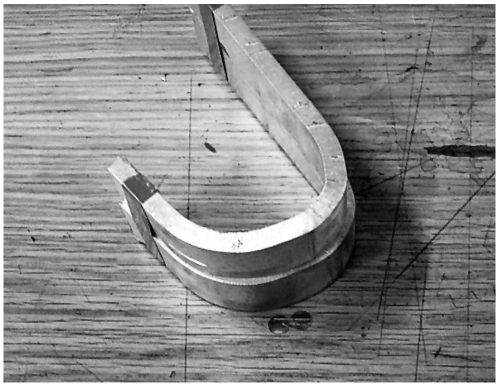


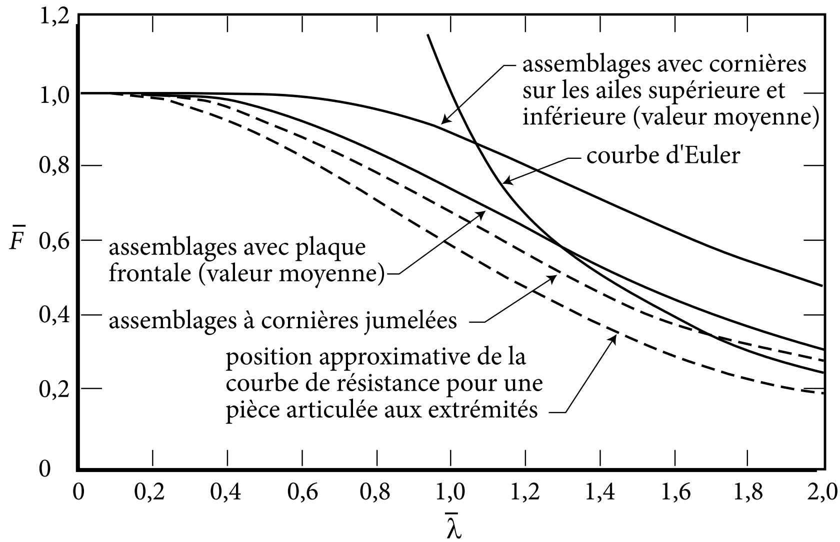
Illustration de la ductilité d'une pièce d'aluminium soudée PHOTO : DENIS BEAULIEU

5.4.6 Le degré de retenue aux extrémités des pièces

Un effort de recherche considérable a été fait, aux cours des dernières décennies, pour tenter d'évaluer l'influence du degré de retenue aux extrémités des pièces comprimées. Les références sont trop nombreuses pour être citées mais certaines, parmi les plus importantes, peuvent être trouvées dans la référence [5. 7].

Tous les modèles d'analyse, y compris ceux de ce chapitre, sont basés sur des pièces comprimées avec conditions de retenue idéalisées aux extrémités. On tenait compte de façon approximative de la retenue offerte par les poutres, les fondations et les assemblages en faisant appel au *concept de longueur effective* mentionné précédemment. Même si on se doutait que le degré de retenue offert par les assemblages jouait un rôle prépondérant sur le comportement d'ensemble des pièces comprimées, une étude approfondie de cet effet faisait défaut, il n'y a pas encore si longtemps.

La figure 5.17 illustre, à sa façon, l'importance de ce paramètre. Même si l'étude a été réalisée sur des charpentes d'acier, les résultats sont directement transposables aux charpentes d'aluminium.



Note : courbes obtenues pour des charpentes en acier.

FIGURE 5.17 Influence du degré de retenue aux extrémités des pièces sur la résistance en compression

On note que l'influence du degré de retenue aux extrémités des pièces est moins grande pour les pièces de faible élancement. Ce point a d'ailleurs été démontré par plusieurs chercheurs. Si, à titre d'exemple, on traçait sur la figure 5.17 les courbes de comportement pour une pièce quelconque, en considérant des retenues aux extrémités qui correspondent à des valeurs de *K* égales à 0,8 et 1, 5, on obtiendrait des différences de résistance allant de 10 à 190 % pour des valeurs d'élancement normalisées comprises entre 0,4 et 1,25.

Même si les assemblages mentionnés sur la figure 5.17 sont des assemblages souples, leur influence sur la résistance ultime est relativement importante et, par conséquent, il est essentiel d'en tenir compte dans les calculs. Quelle que soit la méthode utilisée, il faut connaître les courbes de comportement des assemblages et c'est là que réside la difficulté de mise en application de ces techniques puisque cette information est soit difficile à obtenir, soit incomplète, ou simplement inexistante.

Dans les cas simples, il existe un moyen pratique et généralement sécuritaire de tenir compte du degré de retenue aux extrémités des pièces comprimées. La méthode consiste à considérer une longueur effective *KL* dans le calcul de l'élancement (λ) des pièces.

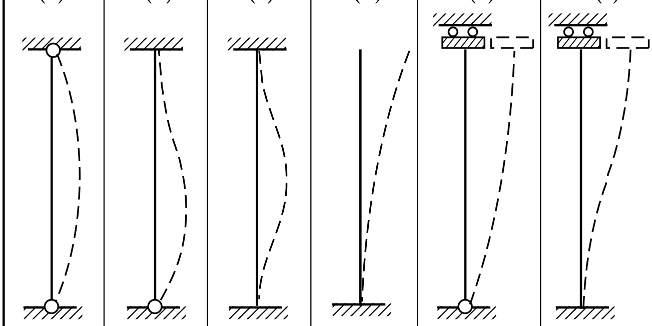
Le concept de longueur effective a été introduit à la section 5.2 pour généraliser l'équation d'Euler qui permet de calculer la résistance au flambement élastique d'une pièce comprimée. Le modèle d'Euler consiste en un poteau parfaitement droit, articulé à ses deux extrémités. Si on désire appliquer ce modèle au cas plus général d'une pièce dont les assemblages aux extrémités offrent un certain degré de retenue flexionnelle, il faut introduire dans l'équation (3.31) un coefficient K qui nous conduit à l'équation (5.2). Cette dernière équation est utilisée dans presque toutes les normes de calcul. Le terme KL dans ces équations est communément appelé longueur effective et le coefficient K est, par conséquent, le *coefficient de longueur effective*.

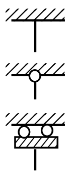
Il y a deux aspects à considérer dans l'étude des conditions de retenue. D'abord, le degré de rigidité de la retenue, variant de zéro à l'infini et dont les limites correspondent à une rotule sans friction et un encastrement parfait respectivement ; ensuite, le déplacement latéral d'une extrémité d'un poteau par rapport à l'autre, qui est soit permis, soit empêché.

La longueur effective (KL) est définie comme étant la longueur d'un poteau articulé équivalent qui donne la même charge critique que le poteau dont les extrémités sont retenues en flexion. Physiquement, la longueur effective est la distance séparant les deux points d'inflexion de la déformée du poteau après flambement (points de moments nuls réels ou imaginaires). Il en découle que le coefficient de longueur effective est le rapport de la longueur du poteau équivalent sur la longueur du poteau réel. Pour le poteau ayant servi à dériver la charge d'Euler (figure 3.13 ou 3.14), ce rapport est évidemment égal à 1,0 puisque la distance entre les points de moment nul est égale à la longueur réelle du poteau ($K = 1{,}0$).

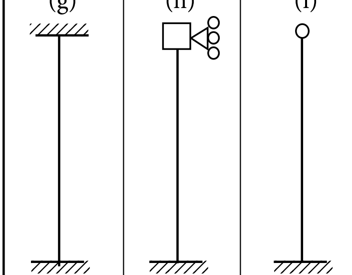
On peut facilement démontrer que pour les pièces retenues dont les extrémités ne sons pas libres de subir des déplacements relatifs, les valeurs de K sont toujours inférieures ou égales à l'unité ($K \leq 1{,}0$) et que, dans le cas des pièces retenues dont les extrémités sont libres de subir des déplacements relatifs, le coefficient de longueur effective est toujours supérieur ou égal à l'unité ($K \geq 1{,}0$).

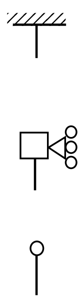
La figure 5.18a présente les coefficients de longueur effective obtenus pour six cas pratiques de pièces avec extrémités articulées ou encastrées et avec déplacement relatif des extrémités permis ou empêché. Il est recommandé d'utiliser les valeurs suggérées qui reconnaissent la difficulté de fournir, en pratique, un encastrement parfait à l'extrémité d'une pièce. La rotule parfaite, non plus, n'existe pas puisqu'il y a toujours une certaine retenue qui se développe à l'extrémité d'une pièce, même si l'assemblage est conçu pour être très souple. Il est toutefois sécuritaire de négliger cette retenue et de considérer l'extrémité de la pièce comme étant parfaitement articulée.

	Sans déplacement latéral			Avec déplacement latéral		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Modèles de retenue idéalisés						
Valeurs théoriques	1,0	0,7	0,50	2,0	2,0	1,0
Valeurs suggérées	1,0	0,8	0,65	2,0	2,0	1,2



a) Flambement en flexion

	Sans déplacement latéral		
	(g)	(h)	(i)
Modèles de retenue idéalisés			
Valeurs théoriques	0,5	1,0	2,0



b) Flambement en torsion

FIGURE 5.18 Valeurs pratiques du coefficient de longueur effective

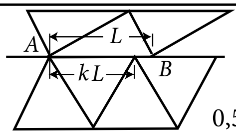
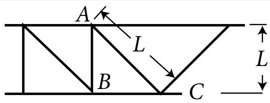
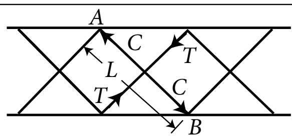
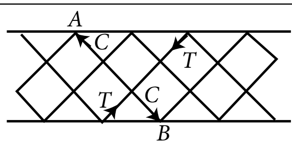
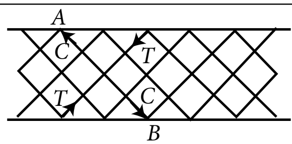
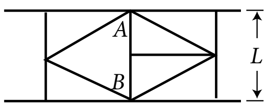
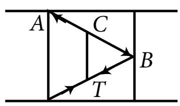
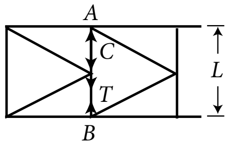
On constate l'importance du déplacement relatif des extrémités de la pièce dans les calculs des charges critiques de flambement, lorsqu'on compare les valeurs de K pour les cas (b) et (e) sur la figure 5.18a. La charge critique est en effet huit fois plus élevée lorsque la pièce ne subit pas de déplacement relatif de ses extrémités $[(2{,}0/0{,}7)^2 \approx 8]$.

Trois autres conditions de retenue sont présentées sur la figure 5.18 pour couvrir le champ du flambement en torsion. Ce mode de flambement sera étudié dans les sections qui suivent.

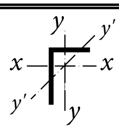
La figure 5.19, tirée de la référence [5.1] est un autre exemple d'utilisation pratique du coefficient de longueur effective. Cette figure propose une série de valeurs de K pour tenir compte de divers degrés de retenue aux extrémités ou le long de cornières simples dans les treillis.

Un traitement beaucoup plus approfondi du concept de longueur effective peut être trouvé dans les références [5.7] et [5.8].

Les tubes extrudés ont des sections de forme idéale pour résister à la compression
PHOTO : DENIS BEAULIEU

Cas	Pièce		K_x	K_y	$K_{y'}$ (cornières seules) 1 boulon	$K_{y'}$ (cornières seules) 2 boulons
1		AB $0{,}5 \le k \le 1{,}0$	k	1	$(1 + 2k)/3$	
2		AB AC	1,0	1,0	0,8	0,7
3	* 	AB	0,5	0,5	0,45	0,4
4	* 	AB	0,33	0,43	0,33	0,33
5	* 	AB	0,25	0,35	0,25	0,25
6		AB	0,5	1,0	0,5	0,45
7	* 	AB	0,5	1,0	0,5	0,45
8	* 	AB	0,45	0,5	0,4	0,35

* C = compression
T = traction
$T = C$



Note : Pour les pièces internes, l'axe y - y est parallèle au plan du contreventement.

FIGURE 5.19 Coefficients de longueur effective pour structures à treillis constituées, entre autres, de cornières

5.5 VOILEMENT DES PAROIS MINCES

5.5.1 Élancement normalisé

On étudie le voilement en considérant le comportement d'une paroi d'épaisseur t et de largeur b, soumise à une contrainte de compression uniforme, tel que montré sur la figure 5.20. La contrainte de compression critique F_c est obtenue en résolvant l'équation différentielle de la déformée de la paroi pour diverses conditions de retenue des bords non sollicités. La solution du problème est classique et on trouvera plus de détails dans les références [5.17] et [5.18].

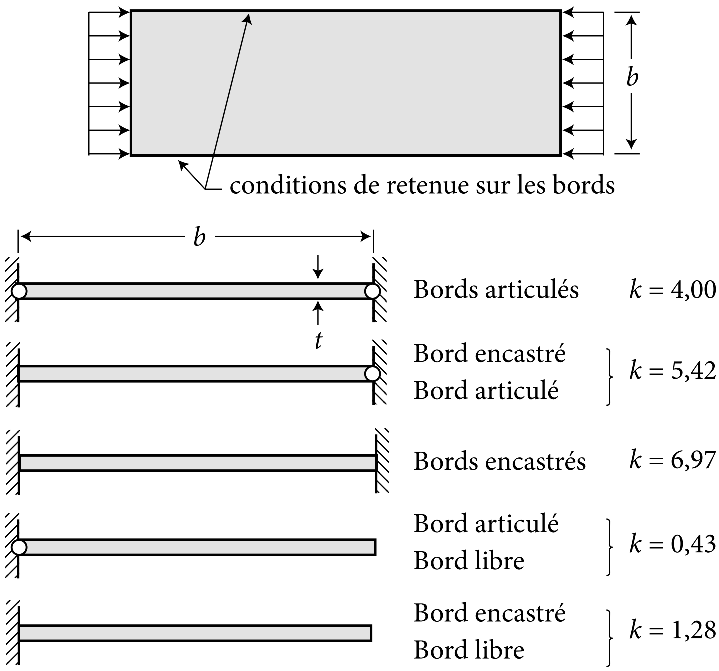


FIGURE 5.20 Voilement d'une paroi mince en compression pure

La contrainte de voilement (ou flambement) élastique est donnée par l'équation suivante, où b/t est le rapport d'élancement, ν est le coefficient de Poisson (0,33) et E est le module d'élasticité (70 000 MPa).

$$F_e = k \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)(b/t)^2} \tag{5.5}$$

Dans cette équation, le paramètre k tient compte des conditions de retenue le long des bords (figure 5.20). L'équation (5.5) est semblable à toutes les équations de stabilité élastique, c'est-à-dire que la contrainte élastique est inversement proportionnelle au carré de l'élancement. Quand l'élancement tend vers zéro, la contrainte élastique devient infinie, ce qui physiquement est inadmissible. Il y a donc une limite supérieure à F_{cr}. Cette limite est égale à F_y, la limite élastique du matériau. Si on met l'équation (5.5) en graphique, en fonction de l'élancement b/t, on obtient la courbe montrée sur la figure 5.21. Lorsque le matériau se plastifie, au lieu d'utiliser E dans l'équation (5.5), on utilise le module tangent (E_t), comme on l'a fait précédemment pour les pièces comprimées, afin d'obtenir le tronçon intermédiaire de la courbe de résistance. On constate ainsi que la courbe obtenue est tout à fait semblable à celles obtenues précédemment pour les pièces en compression.

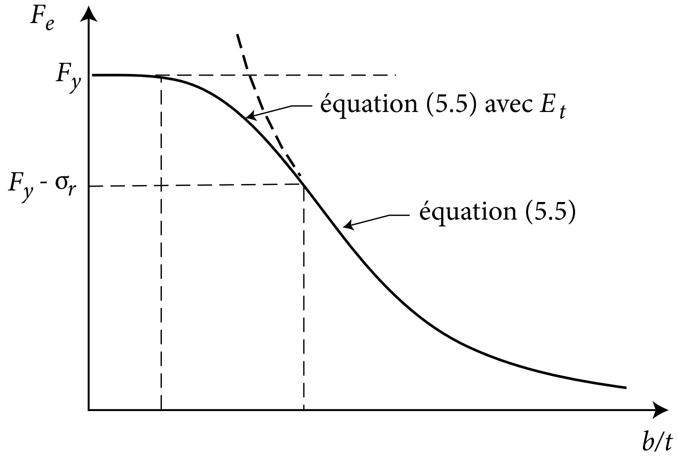


FIGURE 5.21 Courbe de voilement d'une paroi mince

En faisant égaler l'équation (5.5) à celle d'Euler, donnée par l'équation (3.32), et en réarrangeant les termes, on obtient :

$$\frac{k\,\pi^2 E}{12(1-\nu^2)(b/t)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{12(1-\nu^2)}{k}}\,\frac{b}{t}$$

$$\lambda = m\,\frac{b}{t} \tag{5.6}$$

Le paramètre m est un facteur inversement proportionnel au facteur k :

$$m = \sqrt{\frac{12\,(1-\nu^2)}{k}} \tag{5.7}$$

Les équations (5.6) et (5. 7) seront utilisées pour l'étude de tous les cas possibles de voilement de parois en tenant compte des conditions de retenue sur les bords. Les valeurs d'élancement obtenues serviront ensuite à calculer l'*élancement normalisé* λ selon l'équation suivante, où σ_e est, à nouveau, l'équation d'Euler (3.31) :

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{F_y}{\sigma_e}}$$

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} \qquad (5.8)$$

5.5.2 Contrainte de flambement normalisée

Comme on l'a vu à la section 5.3, l'objectif est d'obtenir une courbe normalisée du type de celle montrée sur la figure 5.6, mais qui serait adaptée au calcul des parois en compression (figure 5.21).

L'équation retenue par la norme canadienne est celle de Perry-Robertson[5.6], qui, dans sa forme originale, stipule que pour une pièce en compression avec une courbure initiale d'intensité maximale a_o (figure 3.14), la charge de compression limite est atteinte lorsque la contrainte de compression sur la face concave de la pièce atteint la contrainte limite F_o. Ainsi,

$$\frac{P}{A} + \frac{P a_o}{S\left(1 - \dfrac{P}{P_e}\right)} = F_o$$

Dans cette équation, $P a_o$ est un couple qui sollicite la pièce, S est le module de section de la pièce et le facteur d'amplification $1/(1 - P/P_e)$ est, en fait, le facteur U_1 de l'équation (3.36). L'équation peut être exprimée en termes de contraintes sous la forme suivante :

$$F_c + \frac{\eta F_c}{\left(1 - \dfrac{F_c}{F_e}\right)} = F_o \qquad (5.9)$$

où,

$$\eta = \frac{A a_o}{S} = \frac{I a_o}{r^2 S} = \frac{c a_o}{r^2}$$

Dans ces équations, F_c est la contrainte axiale moyenne de rupture et c est la distance entre l'axe neutre et la fibre extrême en compression de la section.

L'équation (5.9) peut être normalisée en la divisant par F_o. En isolant le rapport F_c/F_o, on obtient :

$$\overline{F} = \frac{F_c}{F_o} = \beta - \sqrt{\beta^2 - \frac{1}{\overline{\lambda}^2}} \tag{5.10}$$

où,

$$\beta = \frac{1 + \eta + \overline{\lambda}^2}{2\,\overline{\lambda}^2}$$

Si on remplace η par α (λ - λ_o), on obtient :

$$\beta = \frac{1 + \alpha\,(\overline{\lambda} - \overline{\lambda}_o) + \overline{\lambda}^2}{2\,\overline{\lambda}^2} \tag{5.11}$$

Çette formulation modifiée du coefficient η permet de créer une zone pour $\lambda < \lambda_o$, à l'intérieur de laquelle la pièce ne sera pas susceptible de flamber (figure 5.6).

En jouant avec la variable α, on peut obtenir une multitude de courbes se situant entre les limites de la courbe d'Euler que l'on trouve dans la portion droite du graphique de la figure 5.6 et F_o qui se situe au niveau de $\overline{F} = 1{,}0$ dans la partie supérieure du graphique ($F_{cmax} = F_o$). La variable α est choisie en fonction des résultats d'essais en laboratoire et des simulations numériques disponibles dans la littérature et transcrits sur un graphique normalisé comme celui de la figure 5.6. Il suffit de diviser la contrainte de flambement (F_c) obtenue expérimentalement ou numériquement par $F_o = F_y$, pour obtenir $\overline{F}$ et de normaliser λ selon l'équation (5.8).

La variable λ_o est aussi choisie en procédant de la même façon.

La grande quantité d'information compilée dans la référence [5.6] a servi a l'établissement de courbes normalisées dans la référence [5.19], pour le calcul de la résistance des pièces en alliage d'aluminium sollicitées en compression. Les paramètres α et λ_o retenus pour le tracé des courbes constituent toutefois des *limites inférieures* acceptables en Europe, mais jugées trop sévères en Amérique du Nord[5.20]. Les paramètres α et λ_o ont donc été choisis sur la base de la moyenne moins deux écarts types pour les recommandations canadiennes. Les résultats sont illustrés sur la figure 5.10 pour les alliages non traitables thermiquement ainsi que pour les alliages traités thermiquement.

Il a été convenu de limiter le nombre de courbes à deux, tant pour les pièces que pour les parois, en proposant une première courbe pour les alliages vieillis artificiellement non soudés, (états T5 à T10) et une deuxième pour tous les autres alliages (états O, H, T1 à T4 et les états T5 à T10 soudés). Il convient de revoir la discussion à cet effet à la section 5.4.1. Les courbes proposées permettent de tenir compte de façon sécuritaire de la multitude de variables identifiées à la section 5.4.

Le tableau 5.1 présente les paramètres retenus pour le tracé des courbes normalisées de la référence [5.l].

Les courbes normalisées ont été tracées sur les figures 5.22 et 5.23 en utilisant les équations (5.10) et (5.11) ainsi que les paramètres du tableau 5.1. Elles sont tracées de façon à être utilisées efficacement pour les calculs. Il suffit d'entrer sur la courbe appropriée avec la valeur calculée de λ pour le cas considéré et d'obtenir $\overline{F}$.

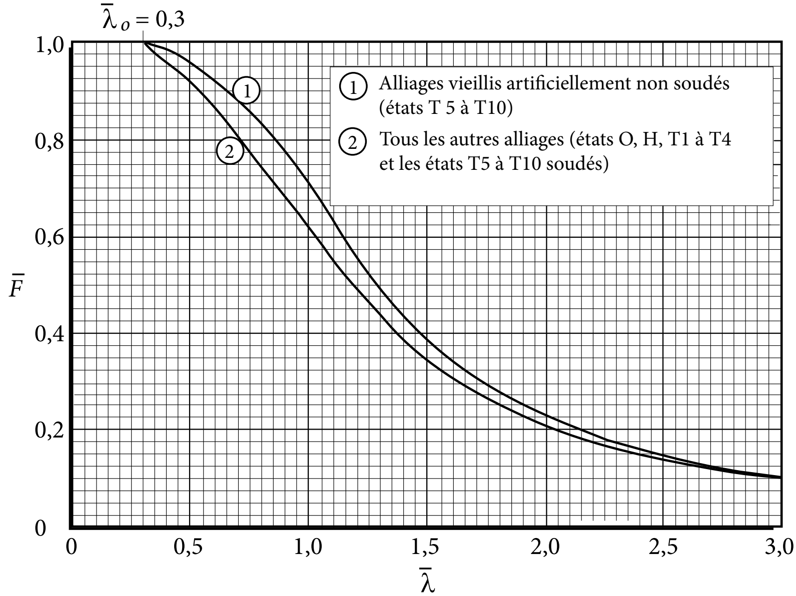


FIGURE 5.22 Courbes de flambement normalisées pour les pièces comprimées et les poutres fléchies

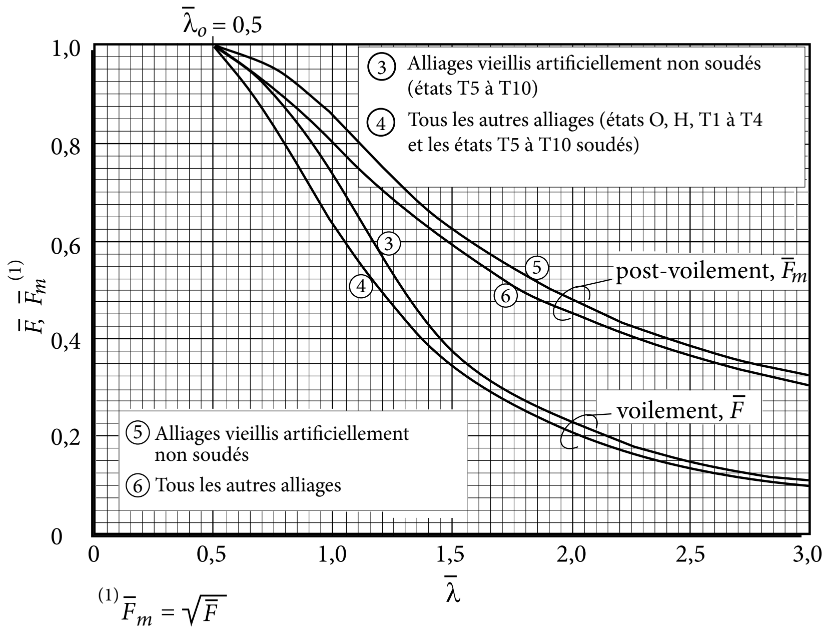


FIGURE 5.23 Courbes de voilement et de post-voilement normalisées pour les parois

La contrainte de flambement (F_c) est ensuite obtenue en multipliant la contrainte limite (F_o) par la contrainte normalisée ($\overline{F}$) selon l'équation (5.10) :

$$F_c = \overline{F}\, F_o \tag{5.12}$$

TABLEAU 5.1 Paramètres pour le tracé des courbes normalisées de la référence [5.1]

	α	$\overline{\lambda}_e$	F_o
Alliages vieillis artificiellement non soudés*			
Pièces comprimées et fléchies	0,2	0,3	voir la section 5.6.1
Parois	0,2	0,5	F_y
Tous les autres alliages **			
Pièces comprimées et fléchies	0,4	0,3	voir la section 5.6.1
Parois	0,4	0,5	F_y

* États T5 à T10.

** États O, H, T1 à T4 et les états T5 à T10 soudés.

Cette équation est générale et s'applique tant aux pièces comprimées qu'aux parois. Toutefois, puisque $F_o = F_Y$ pour les parois, la contrainte de voilement (F_c) des parois comprimées est obtenue en multipliant la limite élastique (F_y) par la contrainte normalisée ($\overline{F}$) :

$$F_c = \overline{F}\, F_y \tag{5.13}$$

Il ne reste plus qu'à définir les courbes 5 et 6 qui permettent le calcul de la résistance post-voilement des parois sur la figure 5.23.

On a vu, à la section 5.2, que certaines parois raidies ou supportées sur les bords étaient en mesure de résister à un accroissement de charge après le voilement. La norme tient compte de cette surcapacité en proposant une technique simple qui consiste à calculer la résistance effective (F_m) de la paroi, en multipliant la limite élastique de celle-ci par $\sqrt{\overline{F}}$.

$$F_m = \sqrt{\overline{F}}\, F_y \tag{5.14}$$

Puisque la contrainte normalisée ($\overline{F}$) est comprise entre 0 et 1, la racine carrée de cette dernière donne des valeurs plus élevées, mais aussi comprises entre 0 et 1. À titre d'exemple, une contrainte normalisée de 0,25, pour la courbe 4 sur la figure 5.23, donne $\sqrt{0{,}25} = 0{,}5$ sur la courbe 6 de la même figure.

On a alors le choix d'utiliser l'équation (5.14) avec les valeurs de $\overline{F}$ obtenues des courbes 3 ou 4 pour calculer F_m, ou d'obtenir $\overline{F}_m$ directement des courbes 5 ou 6 et d'utiliser l'équation suivante pour le calcul de F_m.

$$F_m = \overline{F}_m F_y \tag{5.15}$$

Il convient de rappeler que les équations (5.14) et (5.15) ne s'appliquent qu'aux *parois supportées sur les deux bords longitudinaux* et qui sont en mesure de résister à un accroissement de charge après le voilement, dans les pièces comprimées sous l'action d'une charge axiale ou d'un moment fléchissant. Il pourrait s'agir de l'âme d'un profilé en I ou en C, par exemple. La référence [5.1], contrairement à la référence [5.2], ne reconnaît pas la résistance post-voilement des parois retenues sur un seul bord, comme les ailes d'une poutre en I ou d'un profilé en C. Ce point a été soulevé à la section 5.2.

On suppose ainsi que la pièce *atteint sa capacité limite* lorsque l'aile en compression voile, si cette dernière possède un bord libre (figure 5.24a), mais que la pièce possède encore *un surplus de capacité* de l'ordre de $\sqrt{\overline{F}}$, si l'aile comprimée est retenue sur ses deux bords (figure 5.24b).

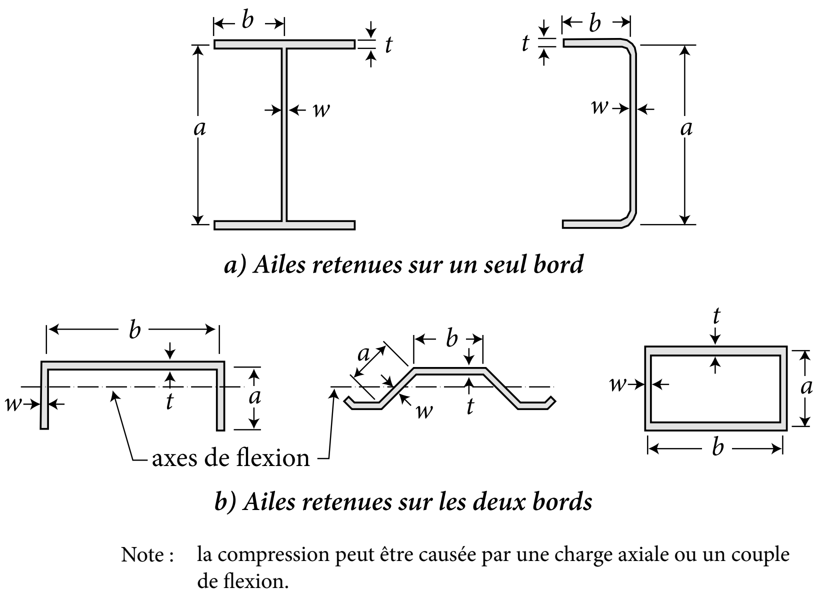


FIGURE 5.24 Degré de retenue des parois constituant les pièces comprimées

5.5.3 Épaisseur efficace

Une autre façon d'aborder la problématique de la résistance post-voilement est de calculer une épaisseur efficace (t_m) et d'utiliser l'aire efficace ainsi obtenue avec la limite élastique (F_y) dans le calcul de la résistance de la paroi comprimée. Cette approche a été présentée à la fin de la section 5.2 (figure 5.5b). Ainsi,

$$t_m = \sqrt{\overline{F}}\, t \leq t \tag{5.16}$$

Puisqu'une résistance, exprimée en kilonewtons, est le produit d'une contrainte (F_y) par une aire ($A = b\ t$), on se rend compte que l'application de $\sqrt{\overline{F}}$ à la résistance, c'est-à-dire $\sqrt{\overline{F}}\ F_y\,bt$, peut aussi bien être interprétée comme le produit d'une contrainte effective $F_m = \sqrt{\overline{F}}\ F_y$ (équation 5.14) par l'aire, ou comme le produit d'une largeur effective $b_m = \sqrt{\overline{F}}\ b$ par $F_y\ t$ ou, encore comme le produit d'une épaisseur effective $t_m = \sqrt{\overline{F}}\ t$ (équation 5.16) par $F_y\ b$. Il est toutefois préférable et plus pratique de considérer les épaisseurs effectives pour le calcul des propriétés de la section effective[5.20]. La figure 5.25 démontre que cette approche de calcul est sécuritaire[5.12, 5.21].

Lorsque la contrainte varie dans un élément retenu sur les deux bords, comme dans les âmes du profilé tubulaire de la figure 5.5b, il est sécuritaire de réduire l'épaisseur de toute la paroi. Cela facilite le calcul des propriétés géométriques de la section et n'affecte pas de façon significative les calculs de résistance.

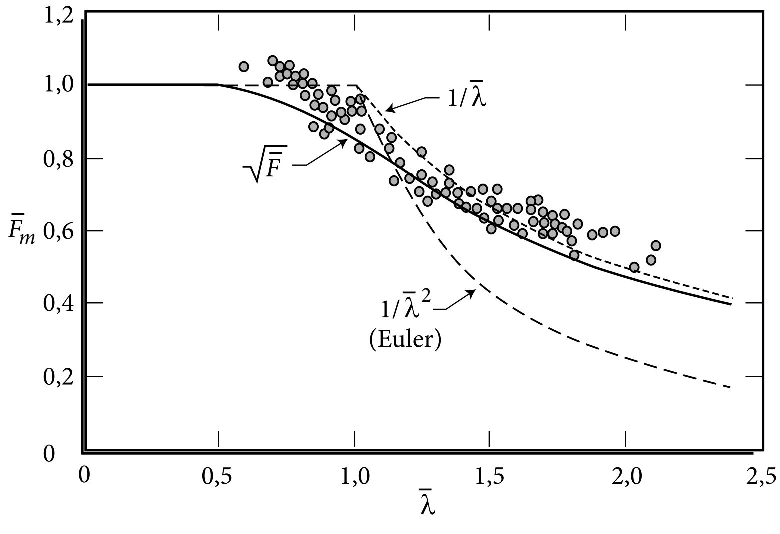


FIGURE 5.25 Comparaison de la résistance post-voilement avec des résultats expérimentaux

Le voilement des parois constituant les sections de pièces n'entre généralement pas en considération, lorsque vient le temps de calculer les flèches *sous les charges d'utilisation*. Toutefois, il peut arriver qu'une portion de section sur une faible distance le long de la pièce soit susceptible de voiler sous les charges non pondérées.

Lorsqu'il est important de s'assurer que la flèche permise ne sera pas dépassée, il est possible de considérer une section efficace, obtenue en réduisant l'épaisseur de chaque élément comprimé retenu sur les deux bords à l'aide de l'équation suivante, dans laquelle f_c est la contrainte maximale de compression sollicitant l'élément sous les charges d'utilisation et F_c est obtenu de l'équation (5.13).

$$t_m = \sqrt{\frac{F_c}{f_c}}\, t \leq t \tag{5.17}$$

La contrainte f_c est obtenue en considérant les propriétés de la section brute et non celles de la section efficace. Le moment d'inertie de la section efficace calculé en utilisant l'épaisseur obtenue de l'équation (5.17), est alors appliqué sur toute la longueur de la pièce pour le calcul de la flèche.

5.5.4 Parois retenues sur les deux bords

Chaque paroi d'une section peut être considérée individuellement pour l'étude de sa capacité à résister aux charges de compression uniformes ou non uniformes qui la sollicitent. Les parois peuvent être planes ou courbes. La figure 5.26 présente les différentes conditions de retenue que l'on peut rencontrer dans la pratique.

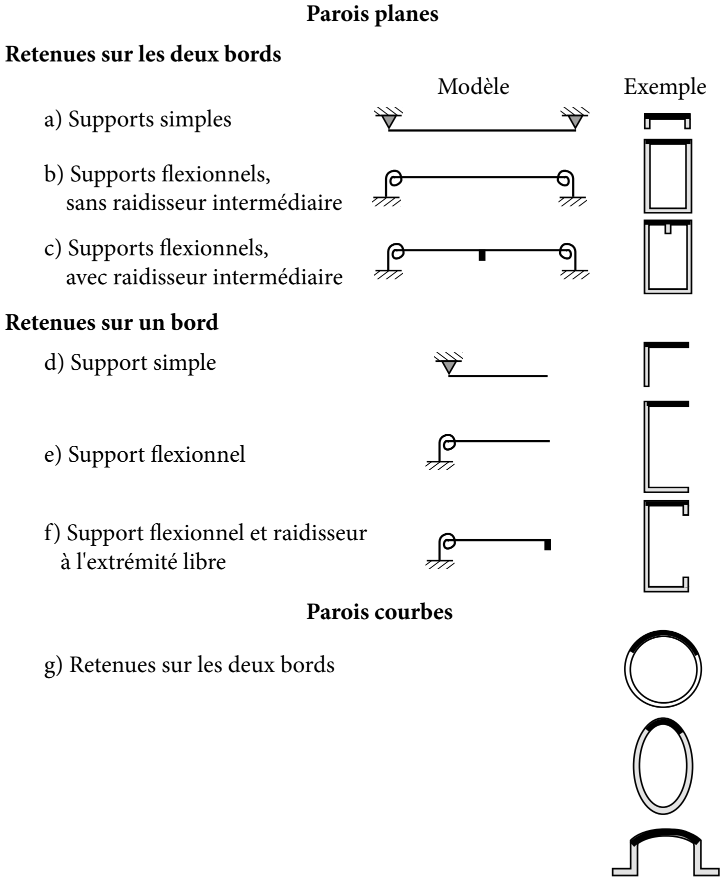


FIGURE 5.26 Types de parois retenues

Chacun de ces éléments possède un *élancement* qui le caractérise et qui varie en fonction du type de chargement, du choix et de la disposition des raidisseurs, de la géométrie de la section, etc. La façon d'aborder le problème est, pour chaque cas, de définir une équation pour le calcul de λ (équations 5.6 et 5.7) et d'utiliser cet élancement pour calculer l'élancement normalisé λ à l'aide de l'équation (5.8). Ce dernier servira à calculer la contrainte normalisée $\overline{F}$, obtenue de l'équation (5.10) qui, à son tour, sera utilisée pour calculer la contrainte de résistance au flambement F_c donnée par l'équation (5.13).

La présente section, ainsi que les suivantes, seront consacrée à la présentation d'équations pour le calcul de l'élancement de la plupart des cas identifiés sur la figure 5.26. Les cas spéciaux des tubes et des parois courbes, raidies longitudinalement ou non, seront traités à la section 5.9.

Le cas (a), sur la figure 5.26, est le modèle de référence qui donne une indication sur la limite supérieure de l'élancement d'une paroi comprimée retenue simplement sur les deux bords.

L'élancement varie en fonction du type de chargement imposé à la paroi, tel qu'indiqué sur la figure 5.27[5.18]. Les parois sont soit en flexion dans leur propre plan, soit en compression uniforme. L'équation (5.7) conduit aux approximations (5.19) et (5.20) pour le calcul de m dans l'équation (5.6). La contrainte de compression maximale sollicitant la paroi est dénotée f_1 et elle est toujours négative. La contrainte à l'autre extrémité de la paroi est dénotée f_2 et est positive si elle correspond à de la traction. Le rapport f_2/f_1 est appelé κ. Voir l'équation 5.18.

$$\kappa = \frac{f_2}{f_1} \tag{5.18}$$

Pour $-1 < \kappa < 1$

$$m = 1{,}15 + 0{,}5\,\kappa \tag{5.19}$$

Pour $\kappa < -1$

$$m = \frac{1{,}3}{1-\kappa} \tag{5.20}$$

On calcule facilement une valeur de m égale à 1,63, lorsque $\kappa = 1$, en utilisant $k = 4{,}0$, tiré de la figure 5.20, dans l'équation (5.7). Cette valeur est arrondie à 1,65 à l'aide de l'équation (5.19), plus simple d'utilisation.

Lorsqu'une paroi de largeur b soumise à une contrainte de compression essentiellement uniforme est reliée sur ses deux bords à d'autres éléments de largeur a qui s*ont eux-mêmes supportés sur les deux bords*, comme sur la figure 5.26b, la paroi est beaucoup plus stable que dans le cas précédent et l'élancement est réduit de façon significative. La figure 5.24b présente deux sections qui satisfont ces critères.

Le profilé en C ne se qualifie pas puisque les ailes ne sont pas reliées entre elles ou raidies à l'autre extrémité.

Dans ce cas, la variable m de l'équation (5.6) est évaluée à l'aide des équations qui suivent.

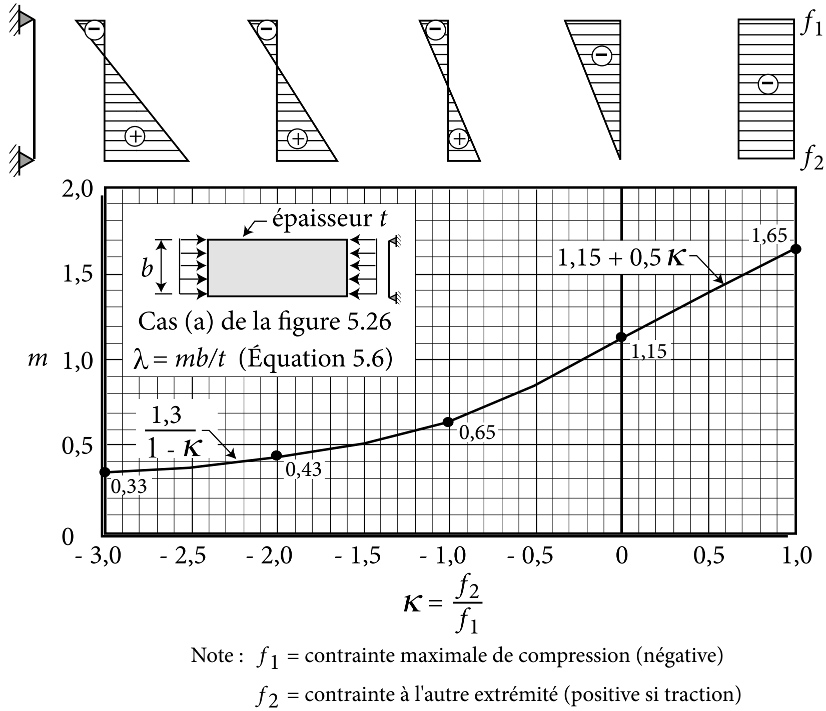


FIGURE 5.27 Valeurs de m pour une paroi simplement supportée sur les bords

Pour les pièces en compression pure comme les poteaux, lorsque $b/t > a/w$, les paramètres étant définis sur la figure 5.24b :

$$m = 1{,}25 + 0{,}4\,\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 1{,}65 \tag{5.21}$$

Pour les pièces sollicitées en flexion, comme le profilé de tablier montré sur la figure 5.24b, lorsque $a/w \leq 2{,}5\,b/t$,

$$m = 1{,}25 + 0{,}2\,\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 1{,}65 \tag{5.22}$$

Les équations (5.21) et (5.22) sont telles que plus les éléments raidisseurs d'élancement a/w sont rigides, plus m est réduit.

Lorsque $a/w > 2{,}5\ b/t$, les éléments raidisseurs, qui font office d'âme dans la pièce fléchie, sont très élancés et risquent eux-mêmes de voiler. Il est alors recommandé de vérifier leur capacité à résister aux charges de flexion, à l'aide des équations (5.19) et (5.20). La valeur de m à considérer pour l'aile en compression pure est alors égale à 1,65.

Une équation pour le calcul d'une paroi supportée sur ses deux bords et raidie en son centre, telle la paroi montrée sur la figure 5.26c, est présentée dans la référence [5.2]. La technique consiste à calculer un élancement équivalent pour la paroi raidie en tenant compte de l'aire et du moment d'inertie du raidisseur. La valeur du paramètre m à considérer dans l'équation (5.6) est :

$$m = 4{,}62\sqrt{\frac{1 + A_s/bt}{1 + \sqrt{1 + 10{,}67\, I_s/bt^3}}} \tag{5.23}$$

Dans cette équation, A_s est l'aire du raidisseur et I_s est le moment d'inertie d'une section comprenant le raidisseur, les congés, plus la moitié de la largeur des parois situées de chaque côté du raidisseur. Le moment d'inertie est calculé par rapport à l'axe neutre de la section ainsi formée. Le raidisseur est donc défini différemment pour le calcul de A_s et de I_s.

5.5.5 Parois retenues sur un seul bord

Le cas (d) de la figure 5.26 représente un cas qui s'applique, entre autres, aux cornières et aux profilés en T. En effet, l'aile transversale d'une cornière, qui sert de raidisseur, supporte l'autre aile transversalement, mais elle ne l'empêche pas de tourner. Le voilement, dans ce cas-ci, comme dans les cas (e) et (f) de la même figure, est un mode de flambement par torsion puisque la paroi retenue a tendance à tourner autour du point d'appui lorsque la rupture survient. L'élancement est toujours défini à l'aide de l'équation (5.6) qui est répétée en (5.24) :

$$\lambda = m\frac{b}{t} \tag{5.24}$$

Le paramètre m de cette équation est défini sur la figure 5.28. On distingue deux cas, soit celui où la contrainte maximale de compression (f_1) agit sur le bord libre (figure 5.28a) et celui où f_1 agit sur le bord retenu (figure 5.28b). Dans le premier cas (figure 5.28a),

$$m = 2{,}5\sqrt{3 + \kappa} \tag{5.25}$$

Comme on le constate, il n'y a plus de danger de voilement lorsque $\kappa \leq -3$. Dans le deuxième cas, lorsque $\kappa > -0{,}28$ (figure 5.28b),

$$m = 2{,}5\sqrt{1 + 3\kappa} \tag{5.26}$$

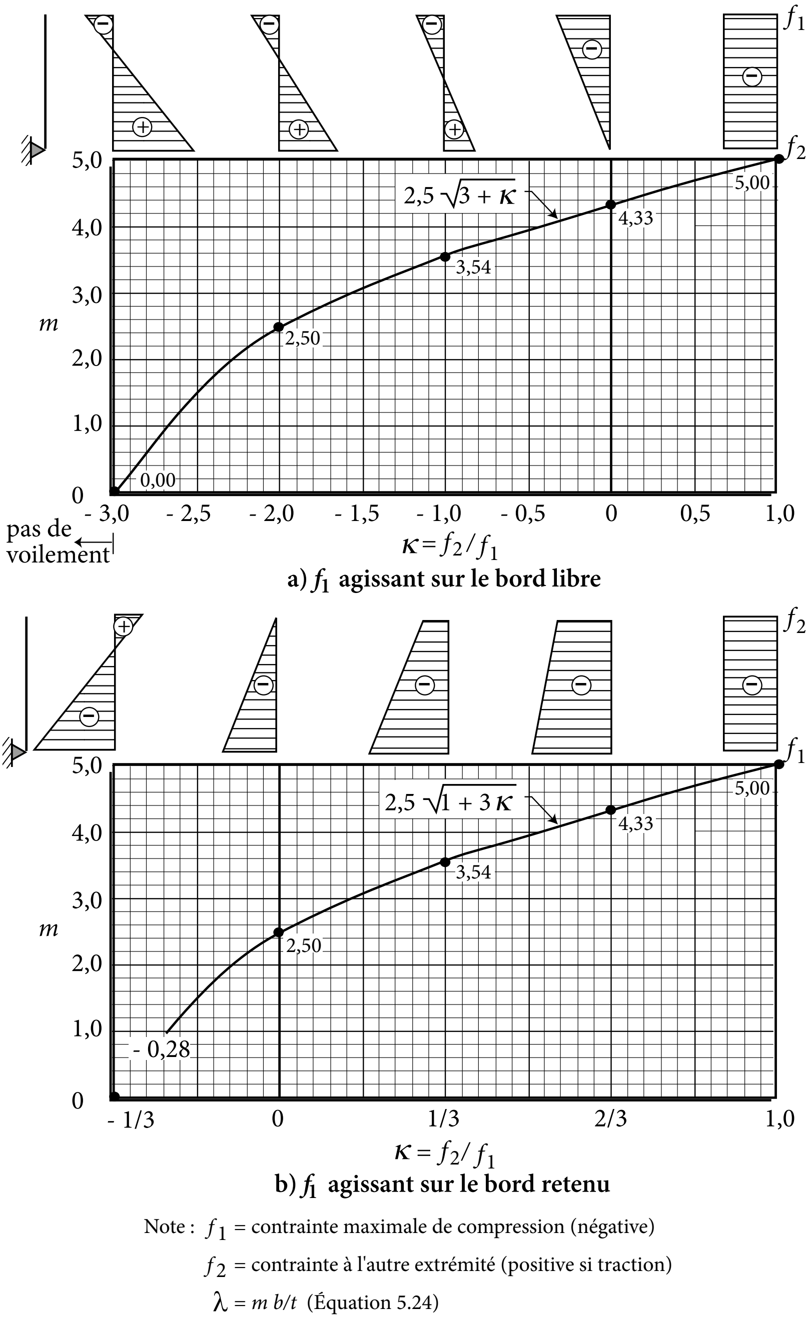


FIGURE 5.28 Valeurs de *m* pour une paroi simplement supportée sur un seul bord

Lorsque κ est inférieur à -0,28, la paroi ne flambe pas en torsion, mais en flexion, et les équations (5.19) et (5.20) doivent alors être utilisées. La courbe est la même qu'en (a), mais les conditions sont différentes.

On devine intuitivement que la paroi du cas (e) de la figure 5.26 aura un élancement moins élevé que celui du cas précédent. L'équation pour le calcul de m dans l'équation (5.24) est la suivante :

$$m = 3 + 0{,}6 \frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 5 \tag{5.27}$$

L'équation (5.27) s'applique aux ailes des sections montrées sur la figure 5.24a, ainsi qu'aux ailes d'une section en Z. La contrainte de compression peut être causée par une charge axiale agissant sur la pièce ou par un couple de flexion. L'équation n'est applicable que lorsque l'élément supporteur, de longueur a, est retenu sur ses deux bords. Elle ne s'appliquerait pas, par exemple, à l'aile d'une section en T.

À la section 5.2, on a vu que le voilement d'une paroi retenue sur un seul bord cause la ruine de la section dont elle fait partie, selon la référence [5.1]. Il s'agit donc d'un état limite pour la pièce et on verra plus loin comment en tenir compte. Il convient peut-être de rappeler que la référence [5.2] reconnaît une certaine réserve à ces éléments après voilement, sous certaines conditions.

5.5.6 Parois avec bord raidi

Pour donner plus de rigidité aux parois retenues uniquement sur un bord *par une paroi d'âme* dans les sections de profilés d'aluminium, il est pratique courante de fournir un raidisseur sur le bord libre de la paroi, tel qu'illustré sur la figure 5.26f. Ce raidisseur peut prendre la forme d'un simple retour à 45 ou à 90°, obtenu par pliage mécanique d'une paroi mince, ou, encore, prendre la forme d'un bourrelet obtenu par extrusion. La figure 5.29 présente quelques cas types de sections formées de parois avec bords libres raidis.

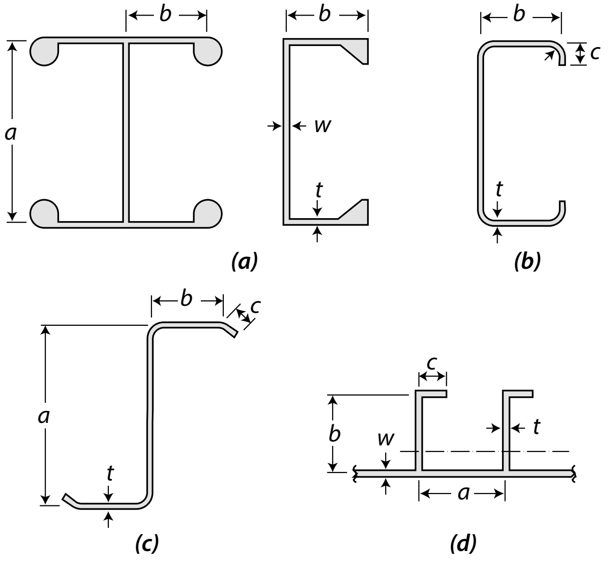


FIGURE 5.29 Sections formées de parois avec bords libres raidis

Le mode de rupture par voilement des ailes ainsi raidies est encore un mode de voilement en torsion qui implique, cette fois, l'aile et son raidisseur. Les modèles de calcul développés considèrent que l'aile tourne autour du point d'intersection de l'aile et de l'âme et que cette dernière fournit une retenue élastique en flexion cherchant à contrer ce mouvement[5.22, 5.23].

L'équation générale recommandée par la référence [5.1], pour le calcul de l'élancement d'un élément comprimé retenu sur un bord et raidi sur l'autre, est :

$$\lambda = \frac{5\sqrt{\dfrac{I_p}{J}}}{\sqrt{1 + 5{,}3\,\dfrac{\sqrt{C_w k}}{J}}} \tag{5.28}$$

Dans cette équation,

I_p = moment d'inertie polaire de l'aile et du raidisseur par rapport au bord retenu, mm^4 ;

J = constante de torsion de Saint-Venant pour l'aile et le raidisseur, mm^4 ;

C_w = constante de gauchissement, mm^6, pour la rotation de l'aile et du raidisseur par rapport au bord retenu = $I_s\, b^2$;

I_s = moment d'inertie du raidisseur par rapport à la face interne de l'aile à laquelle il se rattache (s'applique à tous les types de raidisseurs), mm^4 ;

k = la constante de ressort pour la retenue fournie par le joint entre l'aile et l'âme, mm^2.

Pour les sections en C et en Z,

$$k = \frac{3\,w^3}{16\,(a + 0{,}5b\,)} \tag{5.29}$$

Pour les sections en I,

$$k = \frac{1{,}5\,w^3}{16\,(a + 0{,}5\,b\,)} \tag{5.30}$$

Les autres paramètres sont soit définis sur la figure 5.29, soit connus.

Des guides sont fournis dans la section 5.11 pour le calcul des propriétés géométriques de torsion.

Une équation plus simple existe pour le calcul de l'élancement des ailes de profilés d'épaisseur constante avec un simple raidisseur sur le bord libre des ailes (retour de la paroi à 90°, figure 5.29b).

$$\lambda = \frac{5b}{t}\sqrt{\frac{1+3\beta}{1+\beta+3{,}7\sqrt{\dfrac{\beta^3\,(b/t)^2+0{,}1}{a/b\;+0{,}5}}}} \tag{5.31}$$

Tous les termes sont définis sur la figure et $\beta = c/b$.

Une équation similaire a aussi été développée pour les profilés d'épaisseur constante avec, comme raidisseur, un simple retour de la paroi à 45° (figure 5.29c).

$$\lambda = \frac{5b}{t}\sqrt{\frac{1+3\beta}{1+\beta+3{,}7\sqrt{\dfrac{0{,}5\beta^3\,(b/t)^2+0{,}1}{a/b\;+0{,}5}}}} \tag{5.32}$$

Les équations (5.31) et (5.32) peuvent être utilisées pour évaluer la résistance en compression des raidisseurs de la paroi à raidisseurs multiples montrée sur la figure 5.29d, lorsque l'ensemble est fléchi par rapport à l'axe indiqué. Dans ce cas, on considère que les raidisseurs sont espacés de 2 a.

La valeur de λ obtenue des équations (5.31) et (5.32) ne peut être inférieure à $1{,}6\,b/t$ ou $5\,c/t$.

Il peut arriver, parfois, qu'on se demande si un raidisseur est véritablement un raidisseur, tellement il est costaud, ou s'il s'agit tout simplement d'un autre élément de la section. C'est sans importance puisque l'aile sera vérifiée comme si elle était raidie et que le raidisseur sera calculé comme s'il s'agissait d'une paroi retenue sur un seul bord et libre de l'autre.

Un exemple de calcul de parois raidies est présenté à la section 5.13 (exemple 5.2).

5.6 FLAMBEMENT DES PIÈCES

5.6.1 Contrainte limite

La contrainte limite (F_o) a été introduite à la section 5.5.2. On la trouve dans l'équation (5.10) qui décrit la courbe de flambement normalisée, tracée sur la figure 5.22 pour deux groupes d'alliages. La contrainte limite porte son nom puisqu'elle définit l'état limite qui se situe dans la partie supérieure de la courbe, à des valeurs de λ approchant zéro.

Pour les parois, la contrainte limite (F_o) a toujours été considérée égale à la limite élastique (F_y) puisque cette dernière représente le seul état limite susceptible d'affecter la résistance des parois à des valeurs d'élancement approchant zéro.

Pour les pièces sollicitées en compression, il existe plusieurs états limites qui peuvent être définis par (F_o). Ils seront tous identifiés dans la présente section.

Contrainte limite optimale

Lorsqu'il n'y a pas de soudure ni de voilement des parois constituant la section,

$$F_o = F_y \tag{5.33}$$

Voilement d'une aile avec bord libre

Lorsque la section comprimée contient une aile supportée sur un bord seulement, l'aile est susceptible de voiler et d'entraîner la rupture de la pièce, comme on l'a vu à la section 5.5.5. La contrainte limite, dans ce cas, est égale à la contrainte de voilement (F_{cf}) de l'aile, obtenue de la façon suivante :

- on évalue m à l'aide de l'équation (5.27) ;
- on calcule ensuite λ à l'aide de l'équation (5.24) ;
- avec cet élancement, on calcule l'élancement normalisé ($\bar{\lambda}$) à l'aide de l'équation (5.8) ;
- la contrainte normalisée ($\bar{F}$) est ensuite évaluée en utilisant l'équation (5.10), ou en utilisant l'une ou l'autre des courbes 3 et 4 sur le graphique de la figure 5.23 ;
- $F_c = F_{cf}$ est enfin obtenu à l'aide de l'équation (5.13).

Ainsi,

$$F_o = F_{cf} \tag{5.34}$$

Résistance post-voilement

À la section 5.5.2, on a vu qu'une paroi retenue sur ses deux bords pouvait offrir un surplus de résistance au-delà du voilement local. Pour tenir compte de cet effet, on a dérivé l'équation (5.14), qui est représentée sur la figure 5.23 par l'une ou l'autre des courbes 5 et 6.

Pour les âmes en compression et pour les ailes de pièces fléchies, lorsque la paroi en question est située sur la fibre extrême de la section par rapport à l'axe de flexion (figure 5.24b), il faut considérer la contrainte limite suivante dans le calcul de la résistance de la pièce :

$$F_o = F_m = \sqrt{\bar{F}}\, F_y \tag{5.35}$$

Les principales étapes pour le calcul de F_m sont les suivantes :

- calcul de m à l'aide de l'une des équations dérivée à la section 5.5.4 (équations 5.19 à 5.23) ;
- calcul de λ à l'aide de l'équation (5.6) ;

- calcul de $\overline{\lambda}$ à l'aide de l'équation (5.8);
- calcul de $\overline{F}$ à l'aide de l'équation (5.10) ou en utilisant l'une ou l'autre des courbes 3 et 4 sur le graphique de la figure 5.23;
- calcul de F_m à l'aide de l'équation (5.14).

Comme alternative, la résistance effective F_m peut être obtenue directement de l'une ou l'autre des courbes 5 et 6 sur le graphique de la figure 5.23, avec la valeur calculée de l'élancement normalisé ($\overline{\lambda}$).

Pièce composée triangulée

Pour le calcul des pièces composées triangulées, il faut considérer comme contrainte limite, la contrainte de flambement (F_{cc}) de l'une des pièces principales de la membrure entre deux connecteurs (longueur a, sur la figure 5.35):

$$F_o = F_{cc} \tag{5.36}$$

La stabilité globale de la pièce composée triangulée est conditionnée par la résistance ou la stabilité plus locale de chacune des pièces qui la composent. Ici, on considère que c'est la contrainte de flambement (F_{cc}) de l'une des pièces principales (ailes) de la membrure composée triangulée, entre deux points d'appui, qui représente la contrainte limite (F_o).

La contrainte F_{cc} est obtenue de l'équation (5.10) en multipliant $\overline{F}$ pour la pièce critique par F_o obtenu de l'équation la plus appropriée présentée dans cette section (équations 5.33 ou 5.37 à 5.39). Les équations (5.34) et (5.35) ne sont pas utilisées, puisque les ailes des membrures composées sont dimensionnées pour ne jamais voiler. *Le voilement des ailes ne doit jamais gouverner.* L'élancement de la pièce critique à considérer pour le calcul de $\overline{F}$ est obtenu de l'équation (5.63) présentée à la section 5.7.4. Une description détaillée du calcul de la résistance en compression des pièces à section composée est présentée à la section 5.7.

Soudures transversales aux extrémités

Il a été démontré, à la section 5.4.5, que les soudures transversales affectent de façon significative la résistance au flambement des pièces comprimées. Par contre, lorsqu'une pièce comporte des soudures transversales à chacune de ses extrémités, les zones affectées thermiquement sont bien confinées et ne sont pas susceptibles de voiler localement. La zone considérée peut être de l'ordre de 5% de la longueur de la pièce (0,05L), comme le recommande la référence [5.2]. Des essais ont démontré qu'elles peuvent même atteindre la contrainte F_u en compression[5.24]. La contrainte moyenne dans les soudures est toutefois limitée à la plus critique des valeurs de F_{wu} ou F_y pour l'alliage considéré (voir les tableaux 2.7 et 2.9) et la contrainte limite (F_o)

pour le calcul de la résistance au flambement de la pièce est considérée égale à F_y sur toute la longueur de la section, selon la référence [5.1].

$$F_o = F_y \tag{5.37}$$

Il convient de souligner, à ce point-ci, que lorsqu'un joint soudé à l'aide d'une *soudure à rainure* n'est pas affecté par le flambement de la pièce, la résistance pondérée en compression du joint soudé est la même que celle en traction. Cette condition se retrouve dans les joints situés aux extrémités des pièces. Ainsi, les équations (4.26) et (4.30) s'appliquent et il suffit de remplacer T_r par C_r dans ces équations.

Soudures transversales le long de la pièce

Lorsque des soudures transversales sont effectuées le long d'une pièce retenue à ses deux extrémités, soit entre les zones d'extrémité considérées égales à 0,05L, elles ont pour effet de rendre celle-ci beaucoup moins résistante en compression. La contrainte limite considérée est alors égale à F_{wy} sur toute la longueur de la pièce. Cette même contrainte limite s'applique à une pièce en porte-à-faux soudée à son extrémité retenue[5.2].

$$F_o = F_{wy} \tag{5.38}$$

Soudures longitudinales

Lorsqu'une section comporte des soudures longitudinales, la contrainte limite est la limite élastique pondérée donnée par l'équation (5.3). Il faut aussi tenir compte de l'équation (5.4).

$$F_o = F_m = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right]F_y \tag{5.39}$$

5.6.2 Élancement normalisé et contrainte de flambement

Pour être en mesure d'utiliser la courbe normalisée de la figure 5.22 pour les pièces comprimées, il faut définir l'élancement normalisé ($\bar{\lambda}$) que l'on trouve en abscisse, comme on l'a fait pour les parois. Par définition, l'élancement normalisé est donné par l'équation suivante, dans laquelle F_o est la contrainte limite définie dans la section précédente et σ_E est la contrainte d'Euler obtenue en divisant C_E de l'équation (5.2) par l'aire de la section :

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{F_o}{\sigma_E}} \tag{5.40}$$

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = \left(\frac{KL}{r}\right)\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \tag{5.41}$$

On verra, dans les sections qui suivent, que chaque pièce comprimée (profilé extrudé, laminé ou formé à froid, pièces à section composée, etc.) possède un *élancement critique* qui la caractérise. L'élancement est fonction de la géométrie de la section (r), des conditions de retenue (KL) ainsi que du mode de sollicitation (compression, flexion, cisaillement). Une pièce donnée peut flamber selon plusieurs modes (flexion, torsion, flexion-torsion) et c'est le plus critique de ces modes qui contrôle le dimensionnement de la pièce.

L'étude des pièces comprimées consiste essentiellement à définir l'élancement d'une pièce donnée, en tenant compte de tous les paramètres que nous venons d'énumérer, à calculer $\bar{\lambda}$ à l'aide de l'équation (5.41) et à obtenir de l'équation (5.10), ou directement de la figure 5.22, la contrainte normalisée ($\bar{F}$). Cette dernière, selon l'équation (5.10), nous permet de calculer la contrainte critique de flambement de la pièce (F_c) :

$$F_c = \bar{F}\, F_o \tag{5.42}$$

Il ne reste plus qu'à définir l'équation pour le calcul de la résistance pondérée des pièces comprimées.

5.6.3 Résistance pondérée en compression

La résistance pondérée des pièces sollicitées en compression (C_r) est donnée par l'équation suivante, dans laquelle ϕ_c est le coefficient de tenue pour la compression, égal à 0,9, et A est l'aire brute de la section :

$$C_r = \phi_c\, A\, F_c$$

$$C_r = \phi_c\, A\, \bar{F}\, F_o \tag{5.43}$$

5.6.4 Flambement en flexion

Le mode de flambement en flexion est le mode de rupture le plus courant et, peut-être, le plus facile à déterminer pour les pièces comprimées. Il s'agit de calculer l'élancement de la pièce *pour chacun des axes de flexion*, à l'aide de l'équation suivante qui est maintenant familière :

$$\lambda = \frac{KL}{r} \tag{5.44}$$

Chaque axe de flexion possède un rayon de giration qui lui est propre ($r_x, r_y, r_{y'}$), tel qu'illustré sur la figure 5.30. L'élancement le plus critique est généralement celui qui correspond au rayon de giration le plus faible. Toutefois les conditions de retenue le long de la pièce peuvent faire en sorte qu'il ne soit pas évident, à prime abord, de déterminer lequel des axes est le plus critique. L'exemple présenté sur la figure 5.30d illustre une situation souvent rencontrée dans la pratique. Il faut, dans ce cas, comparer les élancements $(KL)_x/r_x$ et $(KL)_y/r_y$ pour identifier l'axe critique.

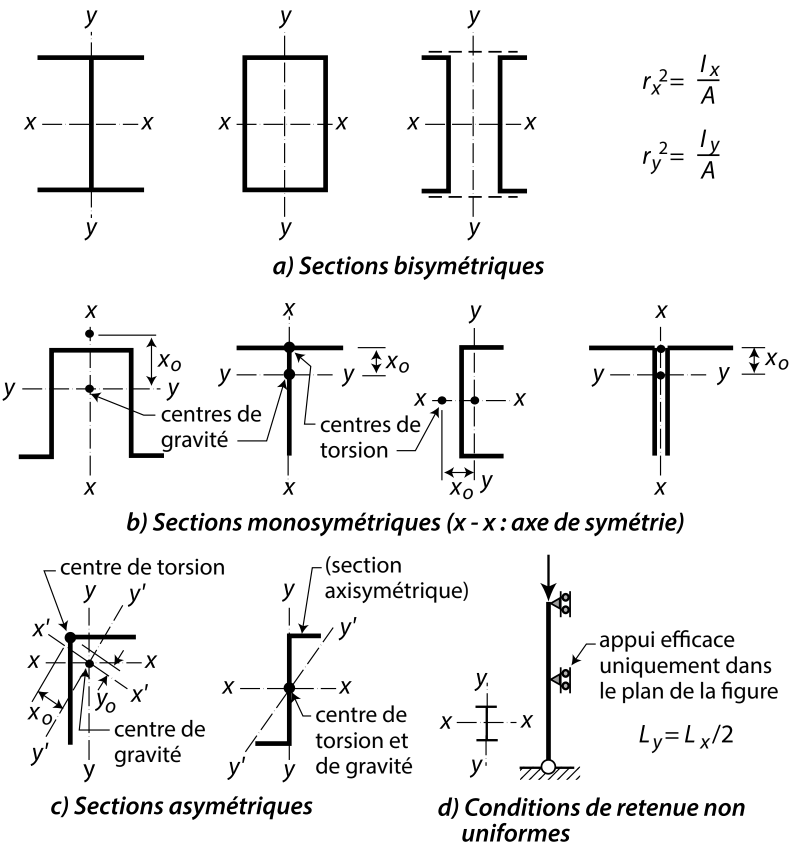


FIGURE 5.30 Flambement en flexion

5.6.5 Flambement en torsion

Les sections asymétriques (figure 5.30c) et, dans une certaine mesure, les sections monosymétriques (figure 5.30b) sont susceptibles de flamber dans le mode de torsion sous une charge de compression. Les équations qui gouvernent le calcul des élancements en torsion des sections les plus courantes sont présentées dans la présente section. Les cornières y reçoivent une attention particulière puisqu'elles sont souvent utilisées dans les charpentes à treillis légers en aluminium.

Les cas plus complexes de flambement en torsion et en flexion-torsion sont examinés dans les prochaines sections. C'est à la section 5.11 que sont fournis les renseignements nécessaires pour assister le concepteur dans le calcul des propriétés géométriques des sections pour la torsion (J, C_w, I_p, r_o, etc.).

Torsion pure

Certaines pièces, en raison de leur géométrie, risquent de flamber dans un mode de torsion plutôt que dans le mode de flexion. C'est le cas, entre autres, des cornières, des profilés en croix et des profilés en T. L'élancement en torsion (λ_t) de ces pièces est évalué à l'aide de l'équation générale suivante, dans laquelle I_p est le moment d'inertie polaire calculé par rapport au centre de torsion de la section $[I_p = I_x + I_y + A(x_o^2 + y_o^2)]$, J est la constante de torsion de Saint-Venant et x_o et y_o dans l'équation pour le calcul de I_p sont les distances séparant le centre de torsion de l'axe neutre (voir la figure 5.30 et la section 5.11)[5.18] :

$$\lambda_t = \pi\sqrt{\frac{EI_p}{GJ}} = 5\sqrt{\frac{I_p}{J}} \tag{5.45}$$

Cet élancement peut être normalisé et utilisé pour calculer $\overline{F}$ dans l'équation (5.10). La courbe normalisée, développée pour les sections autres que les cornières est utilisée de façon sécuritaire avec les valeurs d'élancement présentées dans cette section. La résistance ultime (C_r) est ensuite évaluée avec $\overline{F}$ et $F_o = F_y$ pour la torsion, selon la référence [5.1].

Pour des sections simples, telles les cornières, l'équation (5.45) se réduit à la formule suivante puisque, dans ce cas, $I_p = 2b^3t/3$ et $J = 2bt^3/3$:

$$\lambda_t = 5\frac{b}{t} \tag{5.46}$$

Pour le calcul de la *largeur b de l'aile la plus longue*, il faut exclure le filet de métal sur le talon des cornières extrudées, tel qu'illustré sur les figures 5.31a et d. Le congé du talon a pour effet d'augmenter la valeur de J dans l'équation (5.45) et on compense en considérant une largeur réduite. Pour les cornières fabriquées à partir de feuilles ou de tôles d'aluminium, la largeur b est mesurée par rapport à la ligne médiane de l'aile la plus courte (figures 5.31b et c). La courbure du talon des cornières fabriquées à froid n'affecte pas de façon significative le comportement de la cornière au flambement.

L'élancement des *cornières formées*, *à bords raidis*, d'épaisseur constante et à *ailes égales*, peut être évalué à l'aide de l'équation qui suit, où $\beta = c/b$ (figure 5.31c) :

$$\lambda_t = 5\frac{b}{t}\sqrt{\frac{1+3\beta}{1+\beta}} \tag{5.47}$$

L'addition de simples retours (raidisseurs) aux extrémités libres des cornières a pour effet d'augmenter légèrement l'élancement de torsion des cornières, comme le démontre l'équation (5.47).

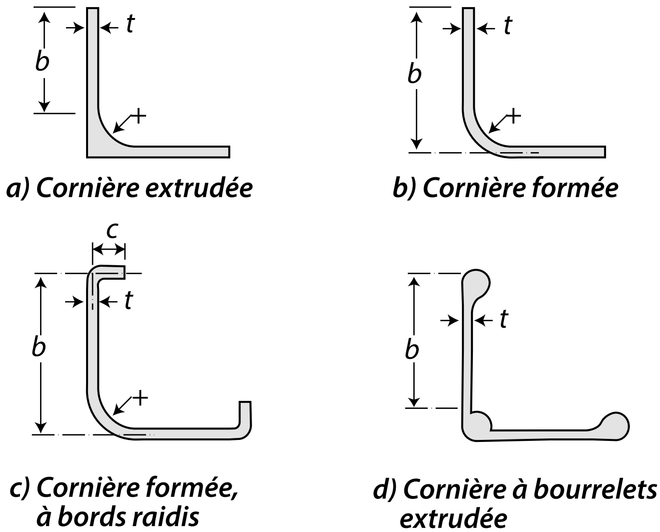


FIGURE 5.31 Considérations géométriques pour les cornières

Les *cornières à bourrelets extrudées*, du type de celle présentée sur la figure 5.31d, offrent un comportement optimal sous les charges de compression puisque les bourrelets et le congé du talon (bourrelet dans ce cas-ci) participent efficacement à réduire l'élancement en torsion (λ_t). L'équation qui gouverne, dans ce cas-ci, est l'équation générale (5.45). On verra, dans la section 5.11.4, comment tenir compte des bourrelets et des congés dans les calculs.

Lorsqu'une *cornière est reliée à une autre pièce par seulement une des ailes* à ses extrémités, l'assemblage excentrique induit un couple de flexion uniforme dans la pièce sous l'effet de la charge de compression. Le phénomène équivaut à celui que nous avons étudié dans le chapitre précédent pour les charges de traction. La cornière flambe ainsi dans un mode où *la flexion et la torsion sont combinées.*

Il est possible de tenir compte de cet effet à l'aide de l'élancement suivant où λ_t est donné par l'équation (5.46), et $\lambda_{y'}$ est égal à KL/r, en considérant le rayon de giration minimal de la pièce ($r_{y'}$ sur la figure 5.30c) et les coefficients de longueur effective (K) appropriés (figure 5.19) :

$$\lambda = \sqrt{\lambda_{y'}^2 + \lambda_t^2} \tag{5.48}$$

La résistance en compression (C_r), obtenue de l'équation (5.43) avec cette valeur de λ, ne doit pas être supérieure à 0,5 $\phi_c AF_y$, lorsque la cornière est reliée par un seul boulon à chaque extrémité ou à 0,67 $\phi_c AF_y$, lorsque la cornière est assemblée à l'aide de deux boulons ou à l'aide de cordons de soudure. On tient ainsi compte des effets combinés de la torsion et de la flexion causée par l'assemblage excentrique de façon sécuritaire, tel que démontré par des essais en laboratoire[5.25].

Torsion et gauchissement

Les cornières et les profilés en T offrent peu ou pas de rigidité au gauchissement et leur constante de gauchissement C_w est généralement faible. Lorsque C_w est appréciable, comme c'est le cas pour les profilés en C, les profilés en Z et les profilés à chapeau (figures 5.30b et c), il est possible de tenir compte de ce surplus de résistance à l'aide de l'équation suivante :

$$\lambda_t = \frac{5\sqrt{\dfrac{I_p}{J}}}{\sqrt{1 + \dfrac{25\,C_w}{J\,L^2}}} \tag{5.49}$$

En examinant l'équation (5.49), on remarque que l'influence du gauchissement diminue rapidement lorsque la longueur (L) de la pièce augmente et qu'à la limite, l'équation (5.49) se réduit à la valeur donnée par l'équation (5.45).

Un exemple de calcul est présenté à la section 5.13 (exemple 5.5).

5.6.6 Flambement en flexion-torsion

Les sections ouvertes à symétrie simple, telles celles qui sont présentées sur la figure 5.30b, peuvent flamber dans un mode où la flexion *par rapport à l'axe de symétrie* (axe x-x sur la figure) se combine à la torsion. On appelle ce mode de flambement, le *flambement en flexion-torsion*.

On en tient compte de façon approximative à l'aide de l'équation qui suit, où x_o est la distance entre l'axe neutre et le centre de torsion (figure 5.30b), $r_o = \sqrt{r_x^2 + r_y^2 + x_o^2 + y_o^2}$ est le rayon de giration polaire calculé par rapport au centre de torsion, et λ_1 est la plus grande des valeurs de λ données par $\lambda_x = (KL/r)_x$ (axe de symétrie) et l'élancement de torsion λ_t calculé à l'aide de l'équation (5.45) ou (5.49). L'élancement λ_2 est la plus petite valeur des élancements λ_x et λ_t.

$$\lambda = \lambda_1 \sqrt{1 + \left(\frac{x_o}{r_o}\right)\left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\right)^2} \tag{5.50}$$

Il est aussi possible d'utiliser les courbes de la figure 5.32 pour évaluer le degré d'interaction entre la flexion et la torsion dans le calcul de la résistance au flambement de l'une ou l'autre des sections de la figure 5.30b. La figure est assez explicite quant à son mode d'utilisation. La valeur de k tirée du graphique sert à multiplier *la plus grande* des valeurs entre λ_x et λ_t soit λ_1, pour évaluer λ.

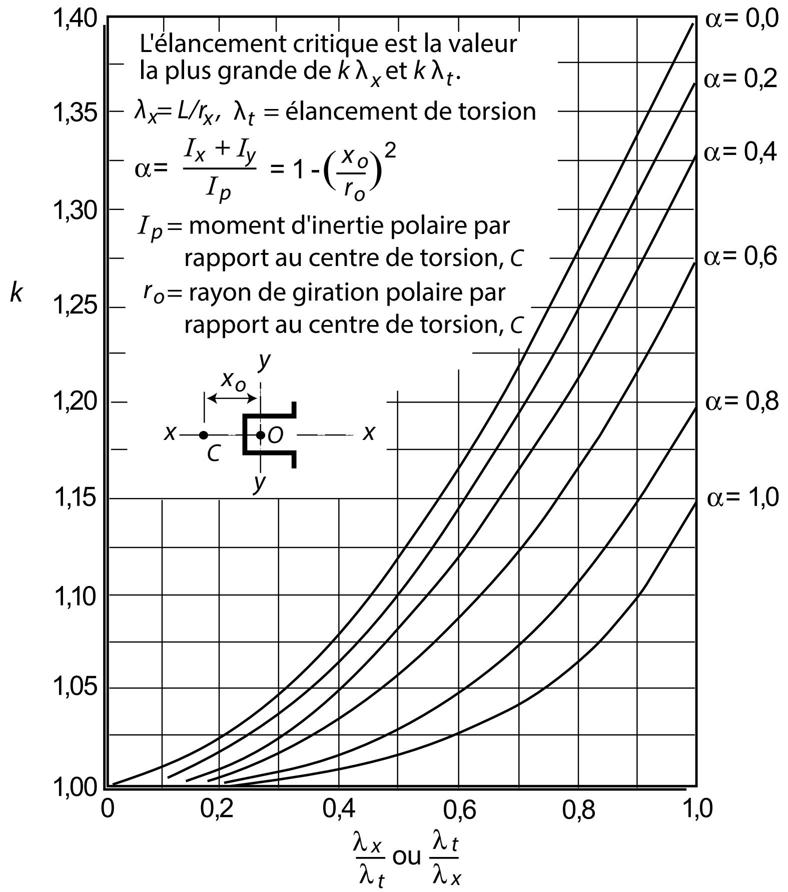


FIGURE 5.32 Interaction entre la torsion et la flexion pour le calcul de la résistance au flambement de sections mono-symétriques

5.6.7 Formulation générale

Une formulation générale, tenant compte des différents modes de flambement de la plupart des profilés d'usage courant est présentée dans la référence [5.4].

Elle consiste à calculer une contrainte de flambement (F_e) équivalente à la contrainte de flambement d'Euler (équation 3.32) et à l'insérer dans l'équation suivante pour le calcul de l'élancement normalisé ($\bar{\lambda}$) de la pièce :

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{F_o}{F_e}} \tag{5.51}$$

Cette équation est, en fait, la même que l'équation (5.40).

- Pour les sections doublement symétriques (les sections en forme de croix, par exemple), de même que les sections axisymétriques (les sections en Z, par exemple), F_e est égal à la plus petite des valeurs suivantes :

$$F_{ex} = \frac{\pi^2 E}{\left(\dfrac{K_x L_x}{r_x}\right)^2} \tag{5.52}$$

$$F_{ey} = \frac{\pi^2 E}{\left(\dfrac{K_y L_y}{r_y}\right)^2} \tag{5.53}$$

$$F_{ez} = \left(\frac{\pi^2 E C_w}{(K_z L_z)^2} + G J\right)\frac{1}{A r_o^2} \tag{5.54}$$

où

$$r_o^2 = x_o^2 + y_o^2 + r_x^2 + r_y^2 \tag{5.55}$$

Dans ces équations, K_z est le coefficient de longueur effective pour la torsion ($K_z = 1{,}0$ de façon sécuritaire), L_x, L_y et L_z sont les longueurs libres de la pièce mesurées selon les axes x, y et z (axe longitudinal passant par le centre de torsion), respectivement, et x_o et y_o sont les coordonnées du centre de torsion de la section mesurées par rapport au centre de gravité. Les autres paramètres ont été définis précédemment.

- Pour les sections monosymétriques, avec l'axe x - x comme *axe de symétrie* (figure 5.30b), F_e est la plus petite des contraintes F_{ey} (équation 5.53) et F_{exz}, celle-ci étant donnée par l'équation suivante :

$$F_{exz} = \frac{F_{ex} + F_{ez}}{2\Omega}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{4 F_{ex} F_{ez} \Omega}{(F_{ex} + F_{ez})^2}}\right] \tag{5.56}$$

où

$$\Omega = 1 - \left[\frac{x_o^2 + y_o^2}{r_o^2}\right] \tag{5.57}$$

- Pour les sections asymétriques (figure 5.30c), F_e est la plus petite racine de l'équation cubique suivante :

$$(F_e - F_{ex})(F_e - F_{ey})(F_e - F_{ez}) - F_e^2 (F_e - F_{ey})(x_o/r_o)^2$$
$$- F_e^2 (F_e - F_{ex})(y_o/r_o)^2 = 0 \qquad (5.58)$$

Un exemple de l'utilisation de ces équations est donné dans la référence [5.8].

Il n'est pas toujours facile de déterminer, *a priori*, lequel ou lesquels de ces différents modes de flambement sont susceptibles de contrôler le calcul d'une pièce. Le tableau 5.2 a été développé dans le but d'assister le concepteur dans son choix[5.10].

TABLEAU 5.2 Modes potentiels de flambement global des sections

Section	Flambement en flexion	Flambement en torsion	Flambement en flexion-torsion
Fermée	oui	non	non
Doublement symétrique	oui	oui	non
Monosymétrique	oui	non	oui
Asymétrique	non	non	oui

Les sections monosymétriques (figure 5.30b) n'ont pas tendance à flamber en torsion lorsque la charge de compression passe par le centre de torsion. C'est ce qui se produit, par exemple, lorsqu'une charge de compression sollicite un profilé en T (figure 4.21, en remplaçant T par C).

Des exemples de calcul de pièces comprimées sont présentés à la section 5.13 (exemples 5.3 et 5.4).

5.7 CALCUL DES PIÈCES À SECTION COMPOSÉE COMPRIMÉES

5.7.1 Introduction

Les pièces à section composée sont des membrures constituées de deux ou de plusieurs profilés, reliés entre eux à l'aide de pièces de plus petites dimensions, de boulons ou de soudures, pour leur permettre de résister de façon beaucoup plus efficace aux charges qui leur sont imposées que si elles devaient travailler individuellement. Elles sont classées selon le mode de liaison utilisé pour relier les pièces principales. On distingue les pièces groupées, les pièces avec traverses de liaison et les pièces triangulées. Quelques exemples de pièces à section composée sont illustrés sur les figures 5.33, 5.34 et 5.35.

On utilise des pièces à section composée lorsque les efforts de compression sont trop grands pour qu'une section standard puisse être utilisée, dans les cas où il est utile de faire travailler conjointement un ou deux profilés, ou encore pour le renforcement des pièces.

Si les pièces à section composée sont moins couramment utilisées qu'auparavant dans les charpentes d'acier, ce n'est pas le cas pour les charpentes d'aluminium. En effet, le peu de disponibilité de profilés structuraux standard de grande capacité en aluminium font en sorte que le concepteur de charpentes en aluminium doit souvent avoir recours à des membrures à section composée pour qu'une structure soit en mesure de résister aux charges qui lui sont imposées.

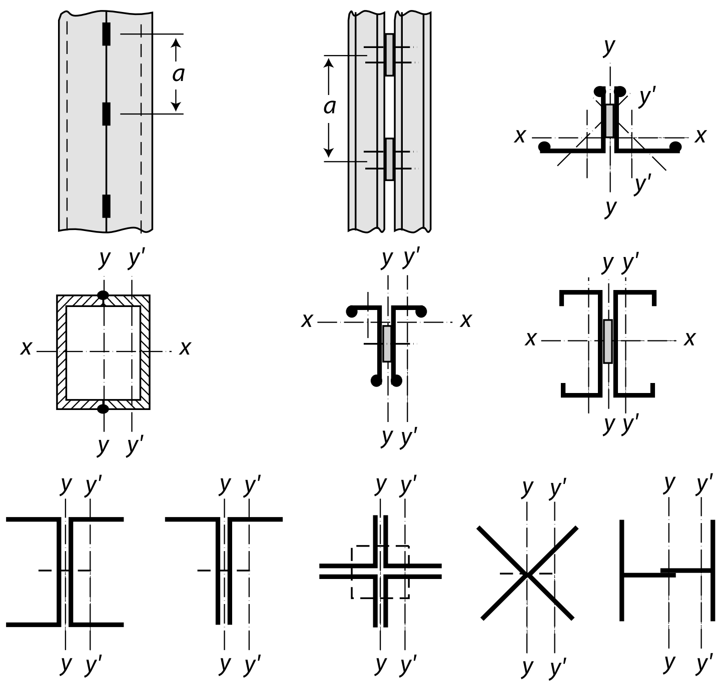


FIGURE 5.33 Pièces groupées

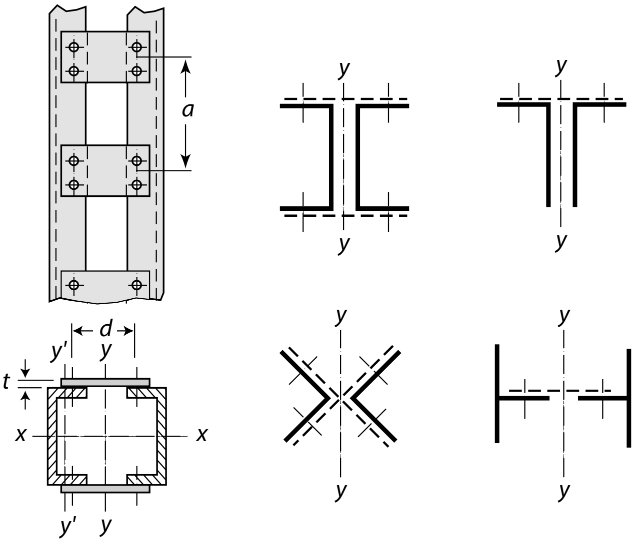


FIGURE 5.34 Pièces avec traverses de liaison

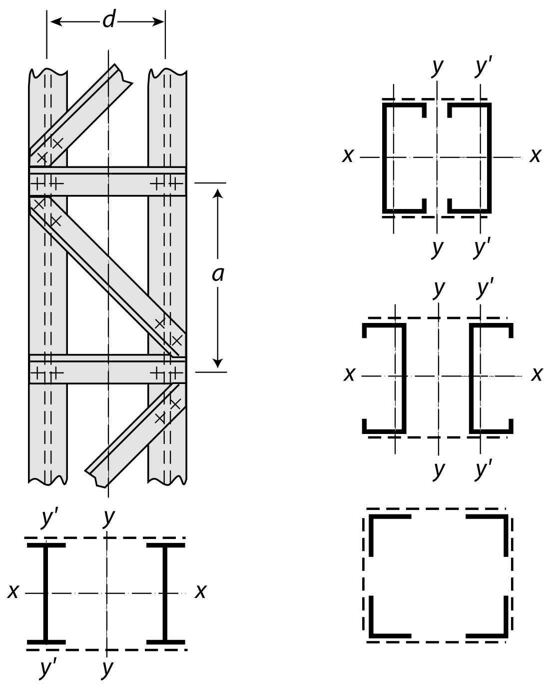


FIGURE 5.35 Pièces triangulées

5.7.2 Résistance des pièces groupées et des pièces avec traverses de liaison

Puisque la configuration des pièces à section composée en aluminium diffère peu de celle des pièces en acier, la même méthode de calcul peut être utilisée, avec quelques variantes qui tiennent compte de la différence des matériaux[5.6]. La principale règle s'énonce comme suit : *l'élancement d'une composante principale doit être plus petit ou égal à l'élancement de toute la pièce*. Pour réduire les chances que la flexibilité des connecteurs ne contrôle le comportement de la pièce, on limite l'élancement des pièces principales entre deux connecteurs à 0,75 fois l'élancement global de la pièce à section composée. Ainsi,

$$\frac{a}{r_{\min}} \leq 0{,}75\,\frac{KL}{r} \tag{5.59}$$

Dans cette équation, a est la distance mesurée sur une pièce principale entre les points d'attache, tel qu'illustré sur les figures 5.33 à 5.35, $r_{\min}$ est le rayon de giration minimal d'une pièce principale ($r_{y'}$ pour une cornière), K est le coefficient de longueur effective obtenu de la figure 5.19 ou considéré égal à 1,0, de façon sécuritaire, L est la longueur de la pièce à section composée, et r est le rayon de giration *minimal* de la pièce à section composée.

L'équation (5.59) peut servir à faire *un premier estimé* de l'écartement (a) des connecteurs dans les pièces à section composée. Il convient de noter que les pièces groupées (figure 5.33) et les pièces avec traverses de liaison (figure 5.34) doivent comporter *au moins* quatre liaisons entre les pièces : une à chaque extrémité et une à chaque tiers-point. Un point d'attache central seul ne permet pas de développer une action composée entre les pièces[5.6, 5.9].

Si le mode de flambement est tel qu'un effort de cisaillement sollicite les connecteurs entre les pièces (flexion par rapport à l'axe $y - y$ des pièces à section composée illustrées sur les figures 5.33 et 5.34), l'élancement correspondant de la pièce à section composée s'en trouve affecté et augmente selon l'équation suivante[5.17, 5.18] :

$$\lambda = \sqrt{\lambda_o^2 + \lambda_a^2} \tag{5.60}$$

Dans cette équation, l'élancement λ_o est égal à KL/r comme dans l'équation (5.59), à la différence que le rayon de giration (r), dans ce cas-ci, correspond à l'axe principal $y - y$. On remarque que le flambement flexionnel qui sollicite les connecteurs (transverses de liaison, boulons, rivets ou soudures) se produit dans la direction normale à l'axe principal ($y - y$) *qui ne croise pas les pièces principales*, tel qu'illustré sur les figures 5.33 et 5.34.

L'élancement λ_a, dans l'équation (5.60), est égal à a / r, a étant défini plus haut, et r étant le rayon de giration de l'élément principal mesuré par rapport à l'axe parallèle à l'axe de flexion globale de la pièce (l'axe $y' - y'$ sur la figure 5.33).

La résistance pondérée en compression (C_r) de la pièce à section composée est obtenue de l'équation (5.43) en considérant $F_o = F_y$ (puisque les ailes sont dimensionnées pour ne pas voiler)[5.1] et la valeur de $\bar{\lambda}$ est obtenue de l'équation (5.60). On utilise l'équation (5.41) pour évaluer $\bar{\lambda}$ et l'équation (5.10) pour le calcul de $\bar{F}$, qui apparaît dans l'équation (5.43). Cette dernière valeur peut aussi être tirée du graphique de la figure 5.22.

Les connecteurs doivent être dimensionnés pour résister à un effort de cisaillement total égal à $C_r / 40$ à chaque point d'attache[5.1].

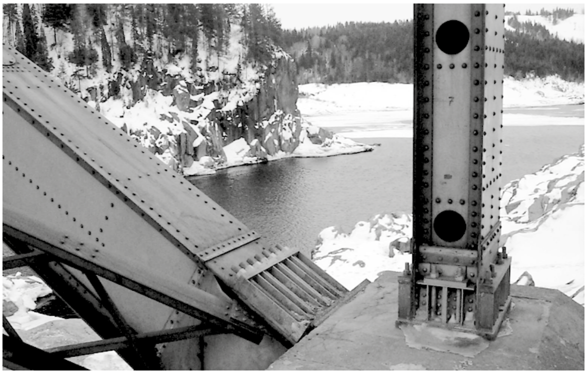
5.7.3 Résistance des pièces à doubles cornières

Les pièces constituées de cornières doubles travaillant de façon composée sont très utilisées dans les charpentes d'aluminium, de même que dans les charpentes d'acier (voir les figures 5.33 et 5.34). Lorsqu'elles sont sollicitées en compression, ces pièces ont tendance à flamber dans un mode de flexion-torsion équivalent à celui qui a été étudié à la section 5.6.6. L'équation qui gouverne le calcul de ces pièces est la suivante :

$$\lambda = \sqrt{\lambda_1^2 + 0{,}5\,\lambda_2^2} \tag{5.61}$$

On note la similitude entre cette équation et l'équation (5.50). Le rapport x_o / r_o est considéré comme égal à 0,5, de façon approximative, dans l'équation (5.61). L'élancement λ_1 est la plus grande des valeurs de λ_f et de λ_t où λ_f est l'élancement donné par l'équation (5.60), qui tient compte de la flexibilité des pièces assemblées, et λ_t est l'élancement en torsion d'une cornière, donné par l'équation (5.46) ($\lambda_t = 5b / t$). Il convient de rappeler que λ_t est évalué en considérant les dimensions b et t de l'aile la plus longue de la cornière. Enfin, l'élancement λ_2 de l'équation (5.61) est la plus petite des valeurs de λ_f et de λ_t.

L'élancement obtenu de l'équation (5.61) permet, de façon similaire au cas précédent, de calculer la résistance pondérée en compression (C_r) des pièces constituées de cornières doubles. Un exemple de calcul est présenté à la section 5.13 (exemple 5.6).



Exemple de pièces massives à section composée en aluminium PHOTO : DENIS BEAULIEU

5.7.4 Résistance des pièces triangulées

En compression, les pièces triangulées, telles celles qui sont illustrées sur la figure 5.35, se comportent de façon monolithique. Il a été démontré que la flexibilité des connecteurs sollicités en cisaillement, lors du flambement de la pièce en flexion, est négligeable[5.20].

L'élancement se calcule simplement à l'aide de l'équation suivante, où le rayon de giration (r) est celui qui correspond à l'axe principal le plus critique de la section :

$$\lambda = \frac{KL}{r} \tag{5.62}$$

Comme il a été mentionné à la section 5.6.1, la contrainte limite F_o à considérer pour le calcul de la résistance pondérée (C_r) des pièces triangulées est la contrainte de flambement (F_{cc}) de l'une des pièces principales de la membrure entre deux connecteurs (longueur a, sur la figure 5.35). L'élancement de ce segment de pièce est donné par l'équation suivante, où a est la distance entre les centres géométriques de connecteurs adjacents, et $r_{\min}$ est le rayon de giration correspondant à l'axe le plus critique de la section pour le flambement.

$$\lambda_a = \frac{a}{r_{\min}} \tag{5.63}$$

Les membrures triangulées rectangulaires constituées de cornières sont plus efficaces lorsque les connecteurs en forme de K sont décalés sur les faces adjacentes. L'élancement en flexion ($\lambda_a = K\,a/r$) à considérer pour une telle disposition géométrique est le plus critique obtenu pour les axes x, y et y' et selon le cas 1 de la figure 5.19.

S'il s'agit d'une cornière simple, l'élancement en torsion (λ_t), donné par l'équation (5.46), pourrait être plus critique.

Plus d'information sur le calcul de la résistance des pièces triangulées sollicitées en compression et en flexion composée (combinaison de compression et de flexion) est présenté à la section 6.8.5 du chapitre suivant.

Si la matière présentée dans cette section ne permet pas le dimensionnement complet de tous les types de pièces à section composée en aluminium, le lecteur devra se référer à des ouvrages plus spécialisés, disponibles dans la littérature scientifique, pour y trouver les compléments d'information[5.4, 5.6, 5.8].

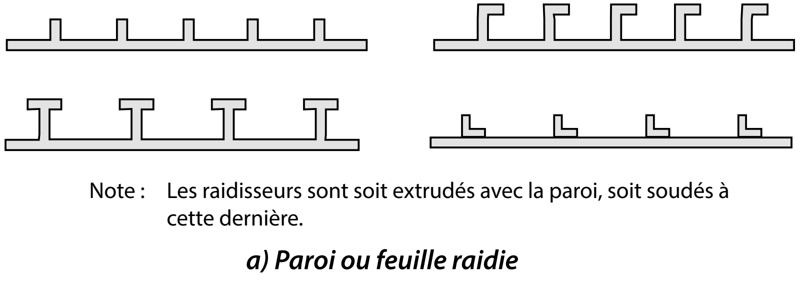
Il en sera ainsi pour les applications introduites dans les prochaines sections. Compte tenu de la complexité et de l'étendue des sujets qui y sont traités, il n'a pas été jugé réaliste de trop excéder le contenu de la référence [5.1], qui sert de référence principale au présent ouvrage.

5.8 FLAMBEMENT DES PANNEAUX PLATS RAIDIS

5.8.1 Introduction

À la section 5.5, on a vu comment calculer la résistance des parois raidies. Il s'agissait alors de parois simples représentant un élément de profilés généralement extrudés ou formés à froid (figure 5.36). Les raidisseurs étaient soit des parois adjacentes à la paroi considérée, soit un segment de paroi plié mécaniquement, soit un bourrelet (figure 5.29). On a aussi vu comment calculer la résistance d'une paroi supportée sur les deux bords et raidie en son centre (figure 5.26c et équation 5.23).

Plusieurs applications requièrent l'utilisation de parois plus larges qu'il faut alors raidir davantage, longitudinalement ou transversalement (ou les deux à la fois), pour leur donner plus de rigidité et leur permettre de résister efficacement à la compression, à la flexion et au cisaillement. Il s'agit alors de parois avec raidisseurs multiples ou, si l'on préfère, de panneaux plats raidis. Quelques exemples de sections sont présentés sur la figure 5.36 et deux exemples d'application sont illustrés sur la figure 5.37[5.6].



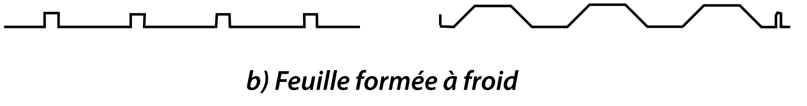


FIGURE 5.36 Sections de panneaux plats raidis

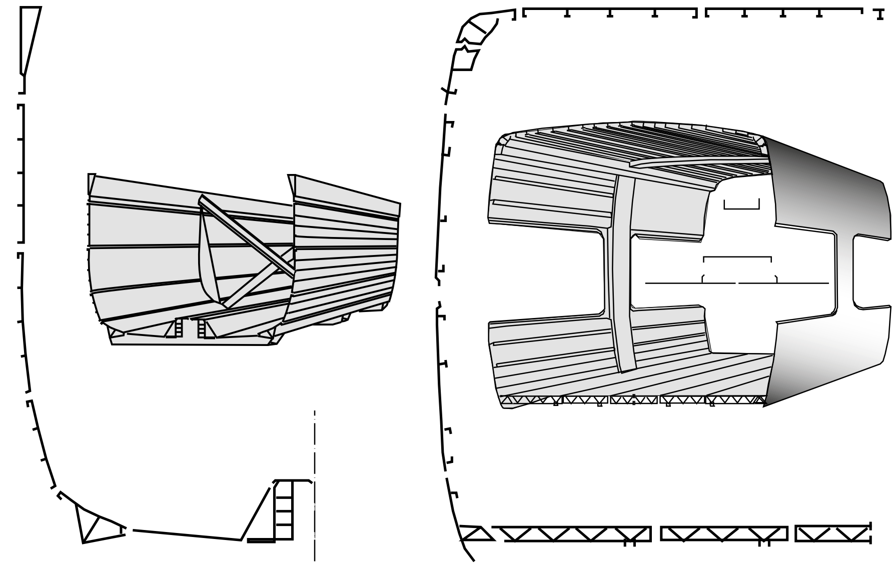


FIGURE 5.37 Exemples d'application de panneaux raidis

Dans la présente section, on se limitera à l'étude de la résistance en compression de ces panneaux. La résistance en flexion et en cisaillement sera traitée dans le chapitre 6. La résistance en compression et à la pression diamétrale de panneaux de même type, mais courbés, fera l'objet d'une brève présentation dans la prochaine section.

5.8.2 Voilement des parois et des feuilles raidies

Idéalement, sous une charge de compression, les raidisseurs demeurent droits et les parois voilent entre ces derniers. Les raidisseurs doivent alors posséder une *rigidité suffisante* pour provoquer cet effet[5.9]. Les deux conditions que l'on peut rencontrer dans pareille situation sont illustrées sur les figures 5.38a et b.

Les raidisseurs transversaux ont peu ou pas d'effet sur la résistance en compression d'un panneau lorsque l'écartement (a) représenté sur la figure 5.38a i), est supérieur ou égal à la largeur b du panneau. Le panneau se comporte de façon beaucoup plus efficace lorsque les raidisseurs sont disposés dans l'axe du chargement (figure 5.38a ii).

Dans la plupart des cas, on considère la paroi de dimensions $a \times b$ simplement supportée sur son contour. Toutefois, lorsqu'un raidisseur creux semblable au profilé à chapeau illustré sur la figure 5.30b est utilisé, la retenue sur les bords s'apparente davantage à celle d'un appui fixe.

Ainsi, pour un panneau de dimensions $a \times b$ l'élancement critique est donné par les équations qui suivent, où t est l'épaisseur de la paroi[5.9].

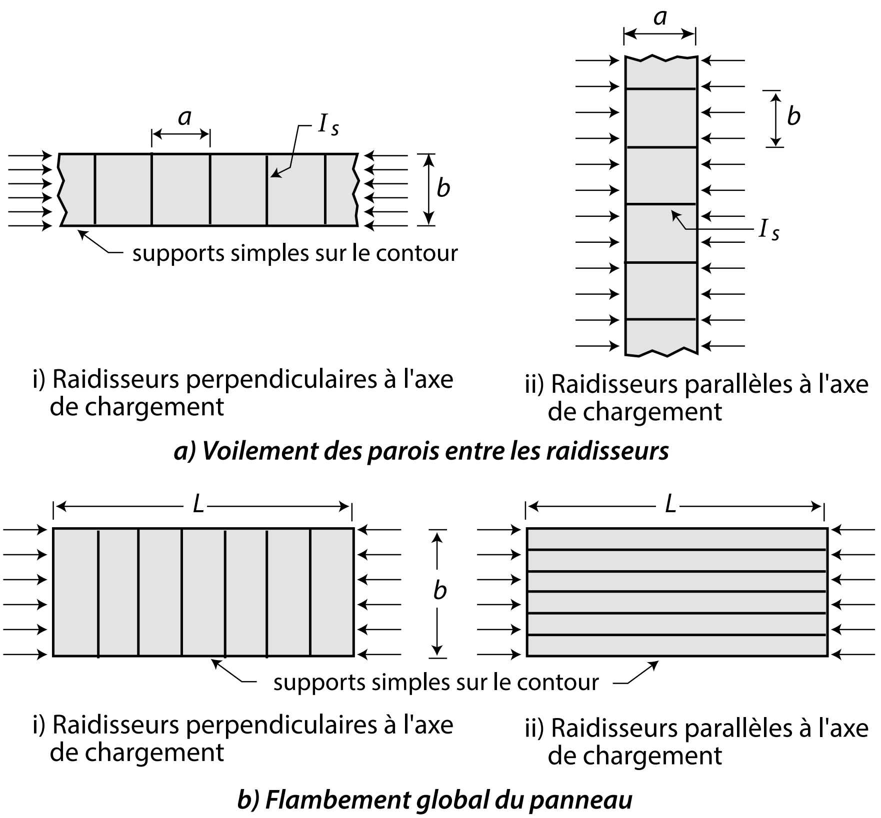


FIGURE 5.38 Modes de sollicitation pour les calculs de résistance

Pour des appuis simples sur le contour,

$$\lambda = \left[\frac{3{,}3}{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2} \right] \frac{a}{t} \qquad \text{lorsque } a < b \tag{5.64}$$

$$\lambda = 1{,}65 \frac{b}{t} \qquad \text{lorsque } a \geq b \tag{5.65}$$

Pour des appuis rigides sur le contour,

$$\lambda = \left[\frac{5}{3 + \left(\frac{a}{b}\right)^2} \right] \frac{a}{t} \qquad \text{lorsque } a < b \tag{5.66}$$

$$\lambda = 1{,}25\frac{b}{t} \qquad \text{lorsque } a \geq b \tag{5.67}$$

L'élancement d'un panneau plat, avec appuis simples sur le contour, pour lequel b est beaucoup plus grand que a, est de l'ordre de 3,3 a/t selon l'équation (5.64). Lorsque la dimension a augmente, l'équation (5.64) gouverne, jusqu'à ce que a soit égal à b. L'élancement est alors égal à 1,65 a/t ou 1,65 b/t et conserve cette dernière valeur pour toute augmentation subséquente de la dimension a. Cet élancement, défini par l'équation (5.65), correspond à celui qu'on observe sur la figure 5.27 pour une paroi sans raidisseurs intermédiaires. Les équations (5.66) et (5.67) présentent les mêmes caractéristiques que les deux équations qui précèdent.

Les équations (5.64) à (5.67) ne sont valides que lorsque les raidisseurs sont suffisamment rigides pour forcer le voilement de la paroi, sans fléchir. Le moment d'inertie des raidisseurs doit alors satisfaire les équations qui suivent.

Pour les raidisseurs perpendiculaires à l'axe de chargement (figure 5.38a i),

$$I_s \geq 0{,}03 \left(\frac{b}{a}\right)^3 bt^3 \tag{5.68}$$

Lorsque des raidisseurs longitudinaux sont aussi présents, I_s augmente dans la proportion du rapport entre la charge à laquelle résiste un panneau raidi longitudinalement et la charge à laquelle résiste un panneau raidi transversalement.

Pour des raidisseurs parallèles à l'axe de chargement (figure 5.38a ii),

$$I_s \geq A'\left(\frac{a}{\lambda}\right)^2 \tag{5.69}$$

Dans cette équation, λ est l'élancement obtenu de l'une des équations (5.64) à (5.67), et A' est donné par l'équation suivante :

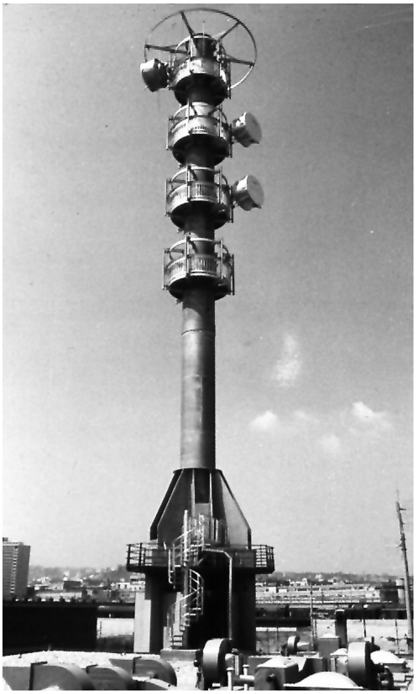
$$A' = (\text{aire du raidisseur}) + bt \tag{5.70}$$

Il convient de souligner que la théorie présentée dans cette section ne s'applique généralement pas aux profilés formés à froid illustrés sur la figure 5.36b. Il faut alors considérer ces derniers globalement, tant pour leur résistance en compression que pour leur résistance en cisaillement.

5.8.3 Flambement global du panneau

Lorsque des panneaux raidis, du type de ceux qui sont présentés sur la figure 5.36a, sont sollicités en compression perpendiculairement au sens des raidisseurs (figure 5.38b i), l'élancement à utiliser pour le calcul de la résistance pondérée en compression du panneau (C_r) est donné par l'équation suivante, où I est le moment d'inertie du panneau raidi par unité de largeur (mm^3)[5.9] :

$$\lambda = 1{,}27\,\frac{b}{t}\,\sqrt[4]{\frac{t^3}{I}} \tag{5.71}$$



Tour d'aluminium de 50 m de hauteur, à Naples, Italie PHOTO : DENIS BEAULIEU

Les panneaux raidis se comportent plus efficacement lorsqu'ils sont *sollicités* en compression *dans le sens des raidisseurs* (figure 5.38b ii). Cela se perçoit intuitivement. Dans pareil cas, le panneau ondule lors du flambement. Lorsque le panneau est relativement long, la longueur de l'ondulation est fixe et la résistance critique est constante, quelle que soit la longueur (L) du panneau. L'élancement correspondant est alors obtenu des équations (5.73) ou (5.75), selon le type de panneau. Lorsque la longueur du panneau est inférieure à la longueur d'une demi-ondulation, l'élancement est réduit à la valeur donnée par l'équation (5.72) ou (5.74). Il en résulte donc que l'élancement à considérer pour le calcul de la résistance au flambement d'un panneau raidi longitudinalement est la valeur la moins élevée de λ obtenue des équations (5.72) et (5.73) ou (5.74) et (5.75).

Pour les parois et les feuilles raidies de longueur L (figure 5.36a),

$$\lambda = \frac{L}{r} \tag{5.72}$$

$$\lambda = 1{,}3\,\frac{b}{r}\,\sqrt[4]{\frac{I}{t^3}} \tag{5.73}$$

Pour les feuilles formées à froid de longueur L (figure 5.36b),

$$\lambda = \frac{L}{r} \tag{5.74}$$

$$\lambda = 1{,}2\,\frac{b}{r}\,\sqrt{\eta\,\frac{r}{t}} \tag{5.75}$$

Tous les paramètres ont été définis précédemment, à l'exception de η qui est le rapport de la largeur originale de la feuille (dépliée) sur la largeur de la feuille formée à froid et de r qui est le rayon de giration de la section brute raidie.

On constate que le premier mode de flambement, dans chacun des cas, est le mode de flambement global en flexion de la pièce.

Si les feuilles ou les parois voilent entre les raidisseurs, selon la théorie présentée à la section 5.5.4 (équation 5.21), la contrainte limite F_o à utiliser pour le calcul de C_r doit être celle qui est donnée par l'équation (5.35).

Voir l'exemple de calcul 5.7 à la section 5.13.

5.9 FLAMBEMENT DES PAROIS COURBES ET DES TUBES

5.9.1 Définitions

L'étude des parois courbes et des tubes est très spécialisée et fait l'objet de normes spécifiques (voir le tableau 3.9). La brève étude qui suit n'a pour but que de présenter des valeurs d'élancement de pièces correspondant à des cas simples. Les cas étudiés sont présentés sur les figures 5.39 et 5.40 (voir aussi la figure 5.26g).

Les tubes et les cylindres sont des formes structurales très efficaces pour résister à des pressions transversales, internes et externes, ou à des pressions longitudinales. Ils résistent aussi très bien à des efforts de flexion.

Les applications les plus fréquentes sont les lampadaires, les supports de panneaux de signalisation, les conduites, les réservoirs à pression ainsi que tous les autres types de réservoirs.

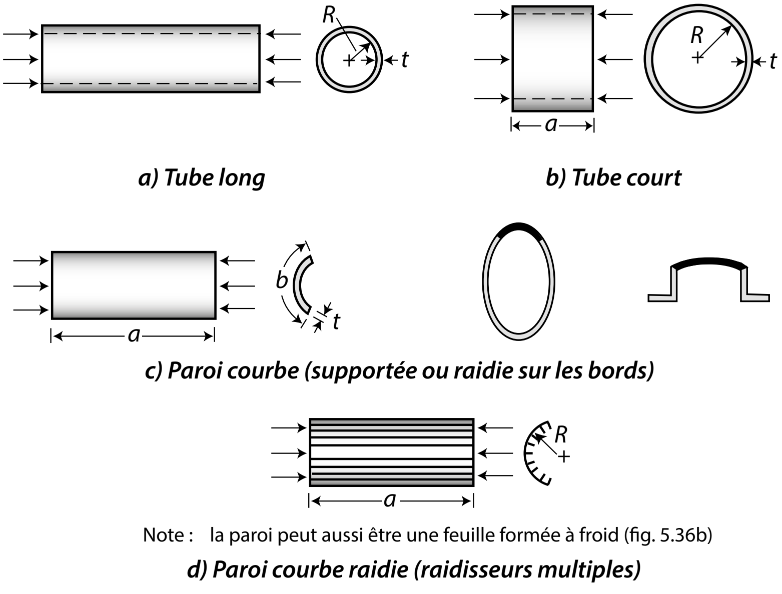


FIGURE 5.39 Résistance à la compression axiale des parois courbes et des tubes

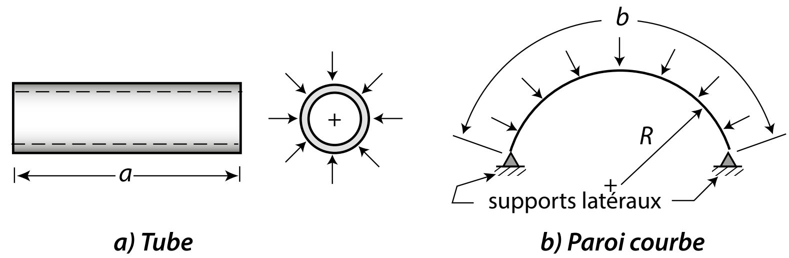


FIGURE 5.40 Résistance à la compression radiale des parois courbes et des tubes

5.9.2 Flambement des tubes sous sollicitations axiales

En tenant compte de l'influence des imperfections initiales inhérentes à ce type d'élément, la résistance pondérée au flambement local (C_r) d'un tube long sollicité en compression est obtenue en considérant $F_o = F_y$ et l'élancement (λ) suivant :

$$\lambda = 4\sqrt{\frac{R}{t}}\left(1 + 0{,}03\sqrt{\frac{R}{t}}\right) \tag{5.76}$$

Les paramètres R et t sont, respectivement, le rayon du tube et l'épaisseur de la paroi, tel qu'illustré sur la figure 5.39a.

Lorsque le tube est très court, c'est-à-dire lorsque $a < R/2$ selon la figure 5.39b, le comportement du tube se rapproche de celui des panneaux plats et l'élancement s'en trouve modifié[5.9] :

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^2}} \tag{5.77}$$

où

$$\lambda_1 = 3{,}3\,\frac{a}{t} \tag{5.78}$$

λ_2 = l'élancement donné par l'équation (5.76).

5.9.3 Flambement des parois courbes sous sollicitations axiales

La résistance pondérée au flambement de parois courbes (figure 5.39c) est obtenue de l'équation suivante, qui reflète la sensibilité croissante de la paroi aux imperfections lorsque le rapport R/t augmente[5.26]. L'équation (5.79) est utilisée avec $F_o = F_y$ dans le calcul de C_r.

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^4}} \tag{5.79}$$

où

λ_1 = l'élancement donné par l'équation (5.64) lorsque $a < b$, ou l'élancement donné par l'équation (5.65) lorsque $a \geq b$.

λ_2 = l'élancement donné par l'équation (5. 76) pour un tube de même rayon (R) et de même épaisseur (t) que ceux de la paroi courbe.

Dans ces équations, a est la longueur du panneau courbe mesurée entre les raidisseurs transversaux (ou circonférentiels) et b est la largeur du panneau (la longueur de l'arc) mesurée entre les raidisseurs longitudinaux. Un panneau courbe est, en principe, toujours supporté ou raidi sur ses bords longitudinaux.

Lorsque le panneau courbe comporte *plusieurs raidisseurs longitudinaux*, tel que montré sur la figure 5.39d, l'élancement est obtenu à l'aide de l'équation (5.77) avec les valeurs suivantes pour le calcul de λ_1 et λ_2. L'équation s'applique aussi aux parois constituées de feuilles formées à froid, tel que noté sur la figure 5.39d.

$$\lambda_1 = \frac{a}{r} \tag{5.80}$$

$$\lambda_2 = 5{,}7\sqrt{\eta \frac{R}{t}} \tag{5.81}$$

Bien que tous les paramètres de ces équations aient été définis précédemment, il convient de rappeler que a est la longueur de la paroi, mesurée entre deux raidisseurs transversaux, r est le rayon de giration de la paroi courbe et η est le rapport de la largeur originale de la paroi (dépliée) sur la largeur de la paroi formée à froid. Le rapport est égal à 1,0 pour les parois courbes du type de celles montrées sur la figure 5.36a.

L'équation (5.77), avec les valeurs de λ données par les équations (5.80) et (5.81), tient compte de l'action combinée de la paroi courbe et de la paroi raidie, qui agissent comme des poteaux de longueur a, en additionnant simplement les contraintes induites par chaque type de flambement[5.20].

Les raidisseurs longitudinaux et transversaux, *considérés individuellement* n'influencent pas la *résistance au flambement* des parois courbes et des tubes. En effet, les raidisseurs longitudinaux réduisent simplement les contraintes axiales en augmentant l'aire de la section. Si une plus grande rigidité axiale est requise, il est alors préférable d'augmenter l'épaisseur de la paroi. Les raidisseurs transversaux (ou anneaux circulaires) ont la double fonction d'empêcher la paroi de se déformer et de transmettre les charges appliquées à la paroi[5.9].

Le flambement de tubes cylindriques *non raidis* entraîne inévitablement la rupture de la pièce puisqu'il n'existe aucune résistance post-flambement pour ce type de paroi. L'addition de raidisseurs longitudinaux et transversaux a pour effet de donner au tube une réserve de résistance après le voilement de la paroi[5.9].

Voir l'exemple de calcul 5.7 à la section 5.13.

5.9.4 Résistance à la compression radiale

Un tube soumis à une pression radiale, tel qu'illustré sur la figure 5.40a, est moins stable que le même tube comprimé de façon axiale. Dans ce cas, ce sont les anneaux périphériques qui ont pour fonction de stabiliser la paroi en limitant les déformations.

La contrainte de flambement (F_c) *du tube* est obtenue de l'équation (5.12) avec $F_o = F_y$ et la valeur de λ calculée à l'aide des équations suivantes dans lesquelles, a est la distance mesurée entre les raidisseurs circonférentiels :

lorsque $\dfrac{a}{R} \geq 3{,}3\sqrt{\dfrac{R}{t}}$,

$$\lambda = 6\,\frac{R}{t} \tag{5.82}$$

lorsque $\dfrac{a}{R} < 3{,}3\sqrt{\dfrac{R}{t}}$,

$$\lambda = 3{,}3\sqrt{\frac{a}{t}}\;\sqrt[4]{\frac{R}{t}} \tag{5.83}$$

Pour les *parois courbes* de bonne longueur, retenues latéralement sur les bords (voir la figure 5.40b),

lorsque $\dfrac{b}{R} \geq \pi$,

$$\lambda = \frac{6R}{t} \tag{5.84}$$

lorsque $\dfrac{b}{R} < \pi$,

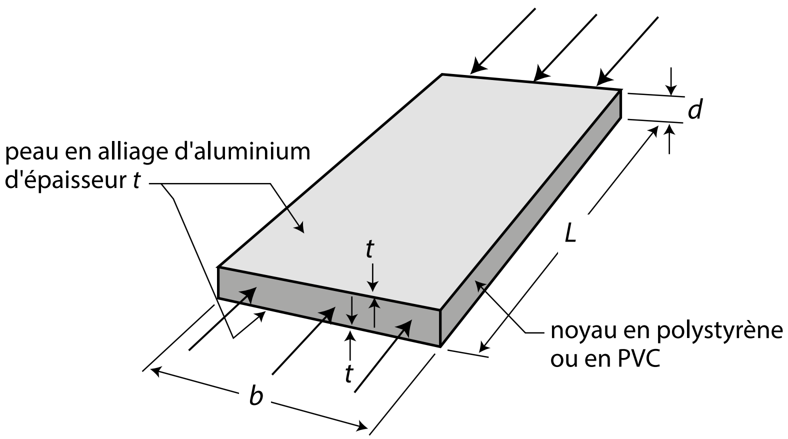
$$\lambda = \frac{3{,}3}{\sqrt{\left(\dfrac{2R}{b}\right)^2 - 0{,}1}}\,\frac{R}{t} \tag{5.85}$$

Tous les paramètres de ces équations sont définis sur la figure 5.40.

5.10 FLAMBEMENT DES PANNEAUX SANDWICH

5.10.1 Introduction

Il existe plusieurs types de panneaux sandwich utilisés à des fins spécifiques dans la construction. Le panneau dont il est question dans cette section consiste en deux minces feuilles d'aluminium collées de part et d'autre d'un noyau constitué d'un matériau dont le module d'élasticité (E_c) est moins de cent fois inférieur au module d'élasticité (E) de l'aluminium. Le matériau du noyau peut donc être une mousse de polystyrène avec des propriétés isolantes reconnues ou un panneau de PVC. Il existe aussi des noyaux plus spécialisés faits de matériaux disposés en nid d'abeille ou de métal formé à froid, calculés et dimensionnés par les fabricants. Le panneau étudié dans la présente section est représenté schématiquement sur la figure 5.41.



Propriétés géométriques du panneau par unité de largeur :

$A = 2t \qquad I = td^2/2$

$S = td \qquad J = td^2$

FIGURE 5.41 Panneau sandwich

Le panneau sandwich peut être sollicité en traction, en flexion, en compression ou en cisaillement. Le cas le plus général est celui d'un panneau qui combine deux ou plusieurs de ces types de sollicitations. C'est la peau qui résiste aux charges axiales, aux moments fléchissants et à l'effort tranchant dans le plan du panneau, et le noyau qui résiste à l'effort tranchant sur la profondeur du panneau en agissant comme une âme de poutre. Dans cette section, on n'étudiera que la sollicitation en compression alors que le cisaillement sera examiné dans le chapitre suivant. Quant à la traction, on comprendra que seuls les deux feuillards d'aluminium sont en mesure d'offrir une certaine résistance et que la difficulté réside davantage dans l'assemblage du panneau au reste de la charpente.

5.10.2 Résistance du panneau au flambement

Dans le calcul de la résistance au flambement (C_r) d'un panneau sandwich, on considère le panneau dans sa globalité. Les peaux d'épaisseur t ne sont pas considérées séparément. Ces dernières interagissent avec le noyau, ce qui implique certaines vérifications à effectuer pour assurer l'intégrité structurale du système. À l'ultime, la contrainte dans la fibre extrême est la contrainte de flambement de la peau en aluminium. Par conséquent, la contrainte limite (F_o) à considérer dans le calcul de la résistance au flambement du panneau sera la contrainte F_c de la peau, obtenue avec $F_o = F_y$ et l'élancement (λ) dérivé dans la section suivante.

Lorsque le panneau sollicité en compression n'est pas retenu sur les bords, il flambe comme un poteau, selon l'équation d'Euler. Ainsi,

$$\lambda = \frac{2L}{d} \tag{5.86}$$

Si le panneau est retenu sur les bords, il se comporte comme une paroi. Ainsi, lorsque $L < b$,

$$\lambda = \frac{\dfrac{2L}{d}}{\sqrt{1 + \left(1{,}2\dfrac{L}{b}\right)^3}} \tag{5.87}$$

et lorsque $L \geq b$,

$$\lambda = \frac{1{,}2b}{d} \tag{5.88}$$

Comme on le voit sur la figure 5.41, L est la longueur, d est l'épaisseur totale et b est la largeur du panneau.

Dans ces deux cas, toutefois, le faible module de cisaillement (G_c) du noyau va influencer négativement la résistance au flambement (C_r) calculée. La résistance ultime (C_u) est liée à la résistance au flambement en flexion (C_r) ainsi qu'à la résistance au flambement en cisaillement pur $(G_c\, db)$ selon l'équation suivante :

$$\frac{1}{C_u} = \frac{1}{C_r} + \frac{1}{G_c\, db}$$

En réarrangeant les termes, on obtient

$$C_u = \frac{C_r}{1 + \dfrac{C_r}{G_c\, db}} \tag{5.89}$$

Cette équation indique qu'il faut diviser la résistance en compression (C_r) obtenue des équations (5.87) et (5.88) par le facteur ($1 + C_r / G_c\, d\, b$) afin de tenir compte de la flexibilité en cisaillement du noyau.

5.10.3 Contrainte de flambement de la peau

La peau d'un panneau sandwich se comporte comme une paroi sur fondation élastique, pour laquelle la contrainte critique est bien documentée[5.18] :

$$F_c = 0{,}86 \sqrt[3]{E\, E_c\, G_c}$$

Puisque ce mode de flambement est très sensible aux imperfections, le facteur 0,86 est réduit à 0,50. Si on égalise cette contrainte à la contrainte d'Euler ($\pi^2 E / \lambda^2$), on obtient très facilement l'équation suivante :

$$\lambda = \frac{4{,}5 \sqrt[3]{E}}{\sqrt[6]{E_c\, G_c}} \tag{5.90}$$

Pour les noyaux en polystyrène ou en PVC, G_c est approximativement égal à $0{,}5\, E_c$, ce qui donne :

$$\lambda = 5 \sqrt[3]{\frac{E}{E_c}} \tag{5.91}$$

Il convient de rappeler que E_c et G_c sont respectivement le module élastique et le module de cisaillement du noyau et que E est le module élastique de l'alliage d'aluminium constituant la peau du panneau sandwich.

On utilise cet élancement dans l'équation (5.8) pour calculer $\bar{\lambda}$ qui, à son tour, est utilisé dans l'équation (5.10) pour obtenir $\bar{F}$. Considérant $F_o = F_y$ dans l'équation (5.12), on obtient la contrainte de flambement (F_c) qui sert de contrainte limite (F_o), dans la section précédente, pour le calcul de la résistance pondérée en compression du panneau sandwich.

5.10.4 Adhérence entre la peau et le noyau

Le noyau, de même que la colle entre la peau et le noyau doivent posséder une résistance suffisante pour résister aux efforts de cisaillement et d'arrachement développés lors du voilement initial du panneau[5.1].

Une équation est fournie dans la référence [5.1] pour évaluer la résistance pondérée (τ_{tr}) du lien à développer entre la peau et le noyau afin d'empêcher la séparation des matériaux, ainsi que pour évaluer la résistance pondérée requise en traction du matériau servant de noyau. La contrainte définie par l'équation (5.92) agit dans une direction perpendiculaire à la surface du panneau.

$$\tau_{tr} \geq \frac{\sqrt{E_c\,G_c}}{300\left(1-\dfrac{f}{F_c}\right)} \tag{5.92}$$

La variable f est la contrainte de compression dans la peau, due aux charges pondérées appliquées et F_c est la contrainte de flambement ($\overline{F}\ F_o$) de la peau, calculée à la section 5.10.3. Selon la référence [5.9], cette équation peut être réduite de façon importante pour le type de panneau sandwich considéré :

$$\tau_{tr} \geq \frac{E_c}{30} \tag{5.93}$$

5.11 PIÈCES EN TORSION

5.11.1 Introduction

Puisqu'aucun chapitre de ce document n'est exclusivement consacré à la torsion et qu'il en a déjà été question dans le chapitre actuel, il a été jugé pertinent de présenter une courte section sur ce sujet pour y introduire quelques équations de résistance et quelques tableaux pour le calcul des propriétés géométriques de torsion.

On a vu que la torsion est souvent présente dans le calcul de la résistance au flambement des pièces et qu'elle est souvent associée à la flexion (voir les sections 5.6.5 à 5.6.7, par exemple). On verra, dans le prochain chapitre, que la flexion et la torsion sont, une fois de plus, intimement liées dans ce qu'il est convenu d'appeler le *déversement des poutres*. Le déversement est cette propriété que possède une poutre de se déplacer transversalement à l'ultime et de subir une rotation autour de son axe longitudinal sous les charges qui la sollicitent. Le déversement et le flambement sont des phénomènes qui s'apparentent et qui font intervenir des propriétés géométriques de la section, telles que x_o, J, I_p et C_w comme on l'a vu.

Jusqu'à présent, tous ces concepts sont encore assez abstraits et il convient de les définir.

5.11.2 Couples de résistance à la torsion pure et au gauchissement

Dans les volumes sur la résistance des matériaux, on démontre que le couple de résistance interne en torsion d'une section, comme celle qui est montrée sur la figure 5.42, comprend deux composantes : *le couple de résistance dû à la torsion pure* (C_1) et le *couple de résistance dû au gauchissement* de la section (C_2).

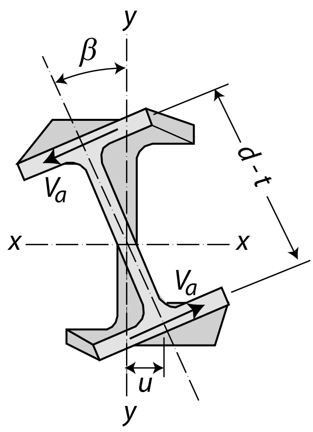


FIGURE 5.42 Étude de la résistance à la torsion

Le problème de la torsion pure est classique. Le couple de résistance interne est donné par l'équation (5.94) où J est la constante de torsion de Saint-Venant (en mm^4), et G le module de Coulomb (26 000 MPa). L'angle β représente la rotation de la section par rapport au plan yz.

$$C_1 = G J \frac{d\beta}{dz} \tag{5.94}$$

Pour les profils ouverts, la constante de torsion de Saint-Venant est déterminée en décomposant la section en rectangles de largeur b et d'épaisseur t. La valeur de J est la somme des quantités $bt^3/3$ relatives à tous ces rectangles (figure 5.43a).

$$J = \frac{1}{3} \Sigma (bt^3) \tag{5.95}$$

Cette équation ne tient pas compte des congés de raccordement entre l'âme et les ailes des profilés. Ces congés peuvent faire augmenter la valeur de J de façon significative pour les profilés de type courant et les augmentations peuvent être encore plus importantes lorsque la section comporte des bourrelets, telle la cornière montrée sur la figure 5.31d.

Nous verrons, à la section 5.11.4, comment tenir compte de l'influence des congés et des bourrelets dans le calcul des constantes de torsion de Saint-Venant.

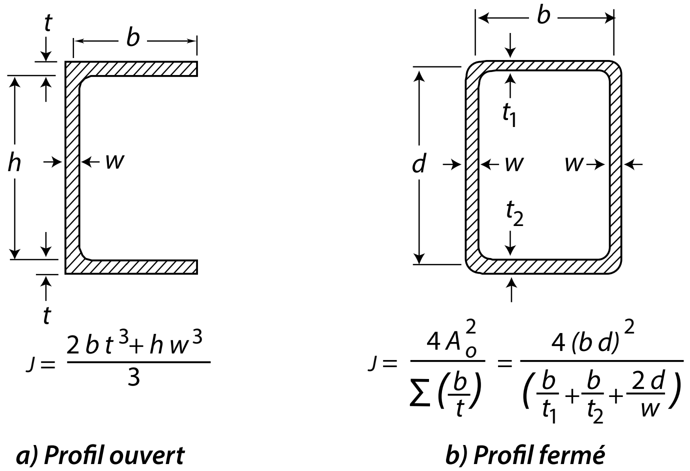


FIGURE 5.43 Constante de torsion de Saint-Venant (J)

Pour les profilés fermés à parois minces (figure 5.43b), la constante de torsion de Saint-Venant est proportionnelle au carré de l'aire délimitée par le contour moyen de la section et inversement proportionnelle à la somme des rapports d'élancement des parois constituant la section. La constante de torsion de Saint-Venant des sections fermées est très grande en comparaison de celle des sections ouvertes.

En ce qui concerne le gauchissement de la section, on peut l'expliquer de la façon suivante. Lorsque s'amorce le déversement, la flexion latérale des ailes induit un couple de résistance en torsion. En effet, chaque aile se comporte comme une paroi mince de section rectangulaire fléchie par rapport à son axe fort. Cette flexion cause des contraintes de cisaillement dans chaque aile et l'intégrale de ces contraintes donne l'effort tranchant (V_a) agissant dans chaque aile (figure 5.42). En utilisant les équations de la résistance des matériaux qui relient l'effort tranchant au moment fléchissant et à la déformée, on obtient :

$$M_a = -EI_a \frac{d^2 u}{dz^2} \tag{5.96}$$

$$V_a = \frac{dM_a}{dz} = -EI_a \frac{d^3 u}{dz^3} \approx -E\,\frac{I_y}{2}\,\frac{d^3 u}{dz^3} \tag{5.97}$$

Dans ces équations, M_a est le moment fléchissant dans chaque aile et I_a est le moment d'inertie d'une aile. Pour les sections en I bisymétriques, ce moment d'inertie est approximativement égal à la moitié du moment d'inertie de toute la section par rapport à l'axe $y - y$ ($I_a \approx I_y/2$). En se référant à la figure 5.42, on peut écrire :

$$u = \left(\frac{d - t}{2}\right)\beta \tag{5.98}$$

$$\frac{d^3 u}{d z^3} = \left(\frac{d - t}{2}\right)\frac{d^3 \beta}{d z^3}$$

En introduisant cette dernière relation dans l'équation (5.97), on obtient :

$$C_2 = V_a (d - t) = -\frac{EI_a (d - t)^2}{2}\frac{d^3 \beta}{d z^3} = -\frac{EI_y (d - t)^2}{4}\frac{d^3\beta}{dz^3} \tag{5.99}$$

Généralement, le couple de résistance interne en torsion, dû au gauchissement, s'écrit de la façon suivante, où C_w est la constante de gauchissement :

$$C_2 = -EC_w \frac{d^3 \beta}{dz^3} \tag{5.100}$$

Ainsi, la constante de gauchissement en mm^6, pour une section en I bisymétrique est :

$$C_w = I_y \frac{(d - t)^2}{4} \tag{5.101}$$

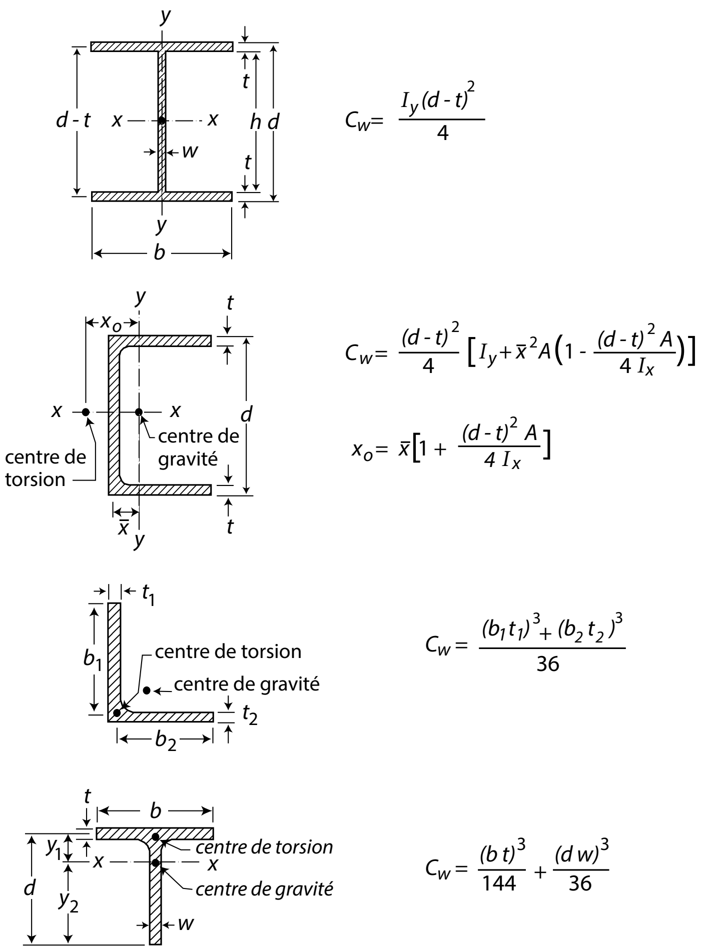
Avec les équations (5.94) et (5.100), le couple de résistance interne en torsion (C) est égal à :

$$C = C_1 + C_2 = GJ\frac{d\beta}{dz} - EC_w \frac{d^3 \beta}{dz^3} \tag{5.102}$$

Le signe moins dans l'équation (5.102), provient de la relation entre le moment fléchissant (M_a) et la dérivée seconde ou courbure (d^2u/dz^2). Si le moment est positif, la courbure est négative. Lorsqu'on trouve la solution de l'équation différentielle (5.102), la contribution de la torsion pure (C_1) et celle du gauchissement (C_2) s'additionnent.

Quelques valeurs de la constance de gauchissement sont données sur la figure 5.44.

Pour une cornière ou un profilé en T, la valeur de C_w obtenue des équations présentées sur la figure 5.44, est très faible (environ 1 %), en comparaison de celle d'une section en I ayant la même hauteur et la même surface. Pour toutes les sections constituées de parois intersectées en un seul point (cornière, section en T, section cruciforme), on admet généralement que $C_w = 0$. Autrement dit, ces sections ne gauchissent pas lorsqu'elles sont soumises à un couple de torsion.



Note : Voir la remarque dans le texte concernant les cornières et les profilés en T.

FIGURE 5.44 Constante de gauchissement (C_w)

Pour les sections fermées, la contribution du gauchissement au couple de résistance interne en torsion est petite lorsqu'on la compare à la contribution de la torsion pure ($C_w \approx 0$). En effet, le gauchissement produit un effort tranchant dans chaque aile et chaque âme et le couple de résistance interne produit par les âmes a tendance à annuler celui produit par les ailes. On peut démontrer que, pour une section en caisson où *bw* est égal à *dt* le couple de résistance interne dû au gauchissement est nul.

Il faut noter que, jusqu'ici, les explications données sur le gauchissement ont été liées au déversement. Dans les volumes traitant de la résistance des matériaux, ce problème est étudié en considérant une pièce soumise à un couple de torsion externe. Dans une poutre, si le plan de chargement (plan y-z) passe par le centre de torsion de la section, il n'y a pas de torsion externe. Toutefois, lorsque s'amorce le déversement, la résistance interne en torsion est mobilisée. Le cas du couple de torsion externe est étudié ci-après.

En général, dans les charpentes d'aluminium, on évite les problèmes de torsion en s'assurant que le plan de chargement d'une poutre passe par le centre de torsion de la section, de sorte que le couple de torsion externe est nul. Il y a toutefois des situations où il n'est pas possible d'éliminer la torsion.

Tel qu'on l'a expliqué plus haut, une partie de la résistance interne en torsion provient du gauchissement de la section causé par la flexion latérale des ailes. Cette flexion cause des contraintes de cisaillement et des contraintes normales de gauchissement (figure 5.45). Lorsqu'un couple de torsion externe agit en même temps que le moment fléchissant, il faut tenir compte, dans le calcul des contraintes de cisaillement et des contraintes normales, des contraintes produites par la torsion et de celles produites par la flexion.

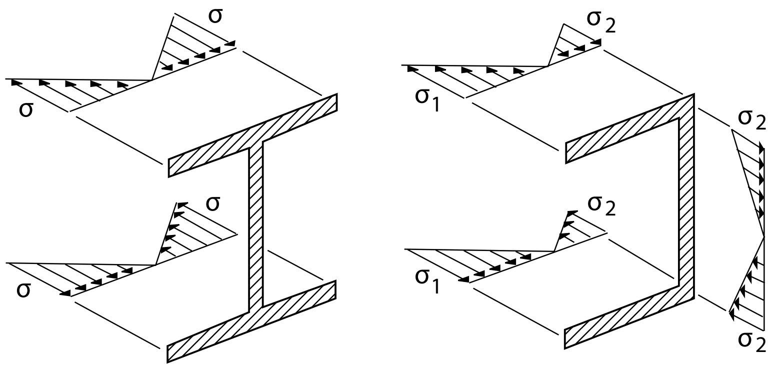


FIGURE 5.45 Torsion des profils ouverts - Contraintes normales dues au gauchissement

Pour déterminer les contraintes normales et les contraintes de cisaillement produites par le couple de torsion externe, il suffit de trouver la solution générale de l'équation différentielle (5.102) puisque le couple externe est équilibré par le couple de résistance interne. Les constantes de la solution générale sont déterminées à partir des conditions de retenue de la pièce aux appuis. La solution exacte du problème est classique et on trouvera tous les détails dans la référence [5.28].

Une solution approximative consiste à calculer les contraintes produites par la flexion latérale des ailes en considérant chaque aile comme une poutre de section rectangulaire ($b \times t$) fléchie par rapport à son axe fort ($S = tb^2/6$). Si la torsion est produite par une charge verticale excentrée par rapport au centre de torsion, les deux ailes sont soumises à une force latérale équivalente (H) qui produit la flexion latérale de l'aile (figure 5.46a). Dans certains cas, la torsion est produite par une charge horizontale (H) transmise à l'aile supérieure de la poutre. La section travaille alors en flexion biaxiale ou flexion double et chaque aile est soumise à une force latérale équivalente à $H(e + 0{,}5d) / (d - t)$ (figure 5.46b).

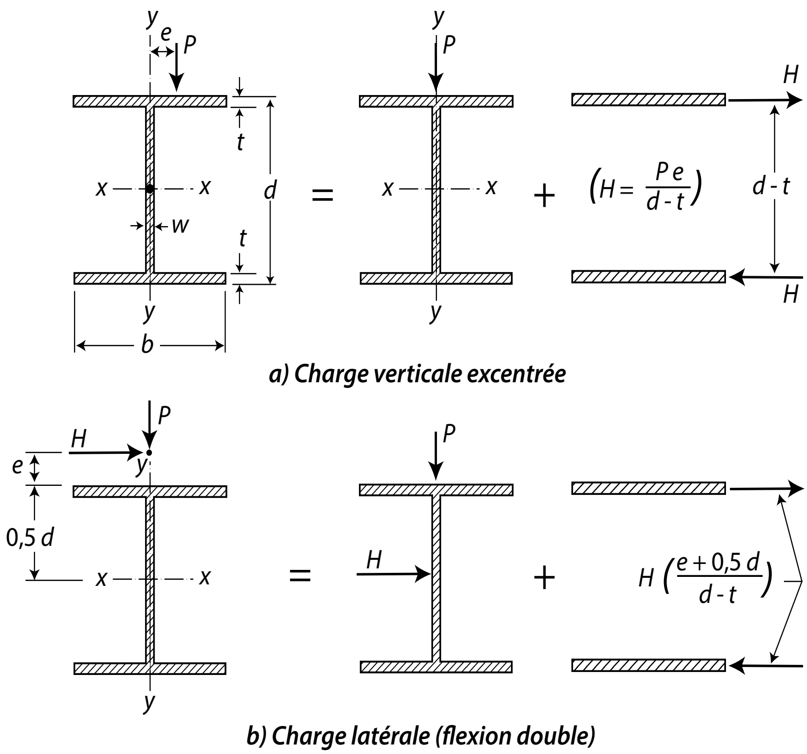


FIGURE 5.46 Calcul des forces latérales équivalentes

Avec la force latérale équivalente, il est possible de calculer l'effort tranchant et le moment fléchissant agissant dans l'aile, de calculer les contraintes produites par ces efforts et de les combiner à celles produites par la flexion. Toutefois, en procédant ainsi, on admet que le couple de résistance interne en torsion ne comprend qu'une seule composante, soit celle due au gauchissement de la section, dénotée C_2. En conséquence, plus la composante de torsion pure est grande, plus l'erreur est grande et il faut réduire la valeur du moment fléchissant transversal.

Les auteurs de la référence [5.29] ont défini un coefficient correctif, dénoté ζ, permettant d'utiliser la méthode approximative du paragraphe précédent. Il suffit de multiplier le moment fléchissant transversal sollicitant l'aile par le coefficient de correction (ζM_t). Ce coefficient dépend principalement des conditions de retenue aux appuis, du type de chargement produisant la torsion, de la longueur et de la section de la poutre. Quelques valeurs du coefficient sont données dans le tableau 5.3, pour un couple de torsion uniformément distribué et pour un couple de torsion concentré, agissant sur une poutre simplement appuyée en torsion.

TABLEAU 5.3 Valeurs du coefficient de correction (ζ) applicable au moment fléchissant transversal

λL	Couple de torsion concentré au centre de la poutre	Couple de torsion uniformément distribué sur la poutre
0,5	$\zeta = 0{,}98$	$\zeta = 0{,}97$
1,0	0,92	0,91
2,0	0,76	0,70
3,0	0,60	0,51
4,0	0,48	0,37
5,0	0,39	0,27
6,0	0,33	0,20
8,0	0,25	0,12
10,0	0,20	0,08

L = longueur de la poutre en mm

$$\lambda = \sqrt{\frac{GJ}{EC_w}}\,\mathrm{mm}^{-1}$$

hypothèse : conditions d'appui simples en torsion

Dans le tableau 5.3, on note que plus la rigidité en torsion pure (GJ) est grande en comparaison du gauchissement (EC_w), plus le coefficient correctif est petit, parce que la composante de torsion pure est plus importante. Le coefficient correctif ne s'applique qu'au moment fléchissant transversal dans l'aile. L'effort tranchant transversal n'est pas corrigé car il produit des contraintes de cisaillement dans l'aile qui sont relativement faibles. La méthode du coefficient correctif a été reprise dans la référence [5.30], qui contient de nombreux tableaux donnant les valeurs du coefficient de correction pour diverses conditions de retenue aux appuis et divers chargements.

5.11.3 Centre de torsion et moment d'inertie polaire

Une section de profilé monosymétrique ou asymétrique, sollicitée en torsion, va tourner autour d'un point qui ne coïncide pas avec le centre de gravité de la section. Cet axe de rotation passe par ce qu'il est convenu d'appeler le *centre de torsion* ou centre de cisaillement (voir les figures 5.30b, c et 5.44). Si la pièce devait être sollicitée de telle façon que seulement la flexion devait se produire, la ligne d'action de la charge passerait nécessairement par le centre de torsion. Lorsque la ligne d'action de la charge passe par un autre point, un torque égal au produit de la charge par la distance séparant ce point du centre de torsion est créé.

Dans le cas des sections composées, le centre de torsion se situe sur l'axe de symétrie, en un point divisant la distance (e) entre les centres de torsion des éléments constitutifs dans un rapport inverse à leurs moments d'inertie par rapport à l'axe sur lequel se trouve le centre de torsion (voir la figure 5.48 pour la définition de e).

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{I_2}{I_1} \tag{5.103}$$

La distance totale entre les centres de torsion des éléments constitutifs est égale à $e_1 + e_2$.

Le moment d'inertie polaire (I_p) a été brièvement introduit dans la section 5.6.5, traitant du flambement en torsion. Rappelons que pour les profilés asymétriques, le moment d'inertie polaire est obtenu de l'équation suivante, dans laquelle x_o et y_o sont les coordonnées du centre de torsion par rapport au centre de gravité, en *mm* :

$$I_p = I_x + I_y + A(x_o^2 + y_o^2) \tag{5.104}$$

Il en découle que I_p sera égal à $I_x + I_y + Ax_o^2$ pour les profilés monosymétriques et égal à $I_x + I_y$ pour les profilés bisymétriques, puisque dans ce dernier cas, le centre de torsion coïncide avec le centre de gravité. Le calcul de I_p ne présente donc pas de difficulté majeure. Par extension, on définit le rayon de giration polaire comme étant r_o, donné par l'équation suivante (voir l'équation 5.50) :

$$r_o = \sqrt{r_x^2 + r_y^2 + x_o^2 + y_o^2} \tag{5.105}$$

5.11.4 Résumé des propriétés géométriques de torsion

Les figures 5.47 et 5.48, tirées de la référence [5.9], présentent de façon regroupée les propriétés géométriques de torsion de plusieurs types de section. Ces données sont présentées dans le but d'assister le concepteur dans ses calculs.

Comme il a été mentionné dans les sections 5.6.5 et 5.11.2, les congés et bourrelets augmentent de façon appréciable le moment d'inertie de torsion. Pour tenir compte de ces éléments, il faut décomposer le profilé en ses différents constituants : plats, congés et bourrelets. Pour les plats, on utilise l'équation (5.95). Pour les congés ou les bourrelets, *la majoration* de la constante de torsion est donnée par l'équation suivante, où t est l'épaisseur des parois contiguës, et n est un facteur obtenu de la figure 5.49[5.9].

$$J = (nt)^4 \tag{5.106}$$

Si les éléments réunis par un congé ne sont pas de même épaisseur, la valeur de J, pour cette partie, devient :

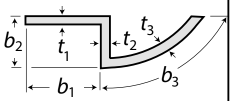
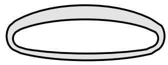
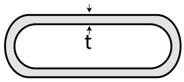
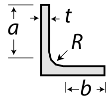
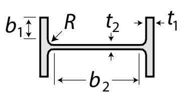
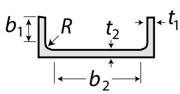
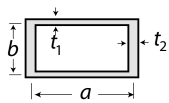
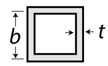
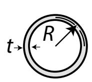
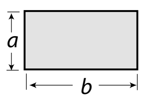
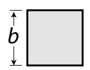
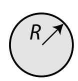
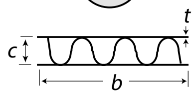
- pour un raccord entre deux éléments, où t_2 est la paroi la plus mince,

$$J = [nt_2 + 0{,}45\,(t_1 - t_2)\,]^4 \tag{5.107}$$

- pour un raccord entre trois éléments (joint en T), où t_1 est l'épaisseur de l'aile,

$$J = [nt_1 - 0{,}35\,(t_1 - t_2)\,]^4 \tag{5.108}$$

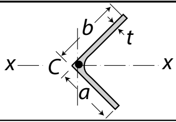
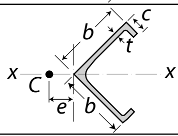
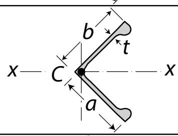
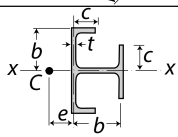
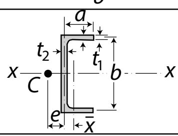
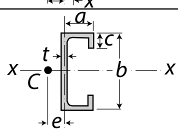
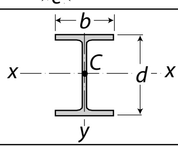
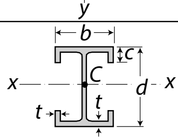
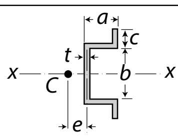
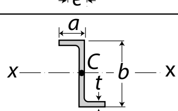
La constante de torsion totale est alors la somme de celles des parties constituantes. Ces équations ont été utilisées pour le calcul de J de certaines sections de la figure 5.47. Un exemple de calcul est présenté à la section 5.13 (exemple 5.1).

Section		Constante de torsion de Saint-Venant, *J*
1. Ouverte, à paroi mince		$\frac{\sum b\, t^3}{3}$
2. Fermée, à paroi mince		$\frac{4\,A^2}{\int dU/t}$
3. Fermée, à paroi mince, d'épaisseur uniforme		$\frac{4\,A^2 t}{U}$
4. Cornière		$(a+b)\frac{t^3}{3} + (nt)^{4\,*}$
5. Poutre en I		$4\,\frac{b_1\,t_1^3}{3} + \frac{b_2\,t_2^3}{3} + 2\left[nt_1 - 0{,}35\,(t_1 - t_2)\right]^{4\,*}$
6. Profilé en U ou en Z		$2\,\frac{b_1\,t_1^3}{3} + \frac{b_2\,t_2^3}{3} + 2\left[nt_2 + 0{,}45\,(t_1 - t_2)\right]^{4\,*}$
7. Rectangulaire creuse		$\frac{2\,a^2 b^2}{\left(\frac{a}{t_1} + \frac{b}{t_2}\right)}$
8. Carrée creuse		$b^3\,t$
9. Tube à paroi mince		$2\,\pi\,\mathrm{R}^3\mathrm{t}$
10. Rectangulaire pleine		$\frac{b\,a^3}{3}\left[\,1 - 0{,}63\,\frac{a}{b} + 0{,}052\,\left(\frac{a}{b}\right)^2\right]$ $a < b$
11. Carrée pleine		$0{,}141\;b^4$
12. Circulaire pleine		$\frac{\pi\,R^4}{2}$
13. Sandwich		$2\,(\,b - 2\,c)\,c^2 t$

* La valeur de *n* est obtenu de la figure 5.49.

Note : *A* = surface délimitée par la ligne médiane des parois d'une section fermée.
U = périmètre de la ligne médiane des parois d'une section fermée.

FIGURE 5.47 Constante de torsion de Saint-Venant (*J*).

Section	Distance au centre de torsion C, e	Constante de gauchissement C_w
1.* 		$\dfrac{t^3(b^3+a^3)}{36}$
2.* 	$\dfrac{bc^2(3b-2c)}{1{,}4\,[2b^3-(b-c)^3]}$	$\frac{2}{3}\,b^2c^3t - I_x\,e^2$
3. 		$I_x\,(b^2+a^2) + \dfrac{t^3(b^3+a^3)}{36}$ I_x = moment d'inertie du bourrelet par rapport à la ligne médiane de l'aile
4.* 	$\dfrac{bc^2t}{I_x}\left(b-\frac{2}{3}c\right)$	$\frac{4}{3}\,b^2c^3t - I_x\,e^2$
5. 	$\bar{x}\left(\dfrac{b}{2\,r_x}\right)^2$	$\dfrac{a^3b^2t_1}{6} - I_x\,e^2$
6.* 	$\dfrac{ab^2ct}{I_x}\left[\frac{1}{2}+\frac{a}{4c}-\frac{2}{3}\left(\frac{c}{b}\right)^2\right]$	$\dfrac{a^2t}{6}\,(4c^3+3b^2c+6bc^2+ab^2) - I_x\,e^2$
7. 		$\dfrac{I_y\,d^2}{4}$
8. 		$\left(\dfrac{I_y\,d^2}{4}\right)+c^2b^2t\left(\dfrac{d}{2}+\dfrac{c}{3}\right)$
9.* 	$\dfrac{ab^2ct}{I_x}\left[\frac{1}{2}+\frac{a}{4c}-\frac{2}{3}\left(\frac{c}{b}\right)^2\right]$	$\dfrac{a^2t}{6}\,(4c^3+3b^2c-6bc^2+ab^2) - I_x\,e^2$
10.* 		$\dfrac{a^3b^2t}{12}\left(\dfrac{a+2b}{2a+b}\right)$

* Épaisseur uniforme, t

Note : les grandeurs a, b, c, d, e et $\bar{x}$ sont mesurées le long des lignes médianes, jusqu'à leurs intersections.

FIGURE 5. 48 Position du centre de torsion (C) et constante de gauchissement (C_w)

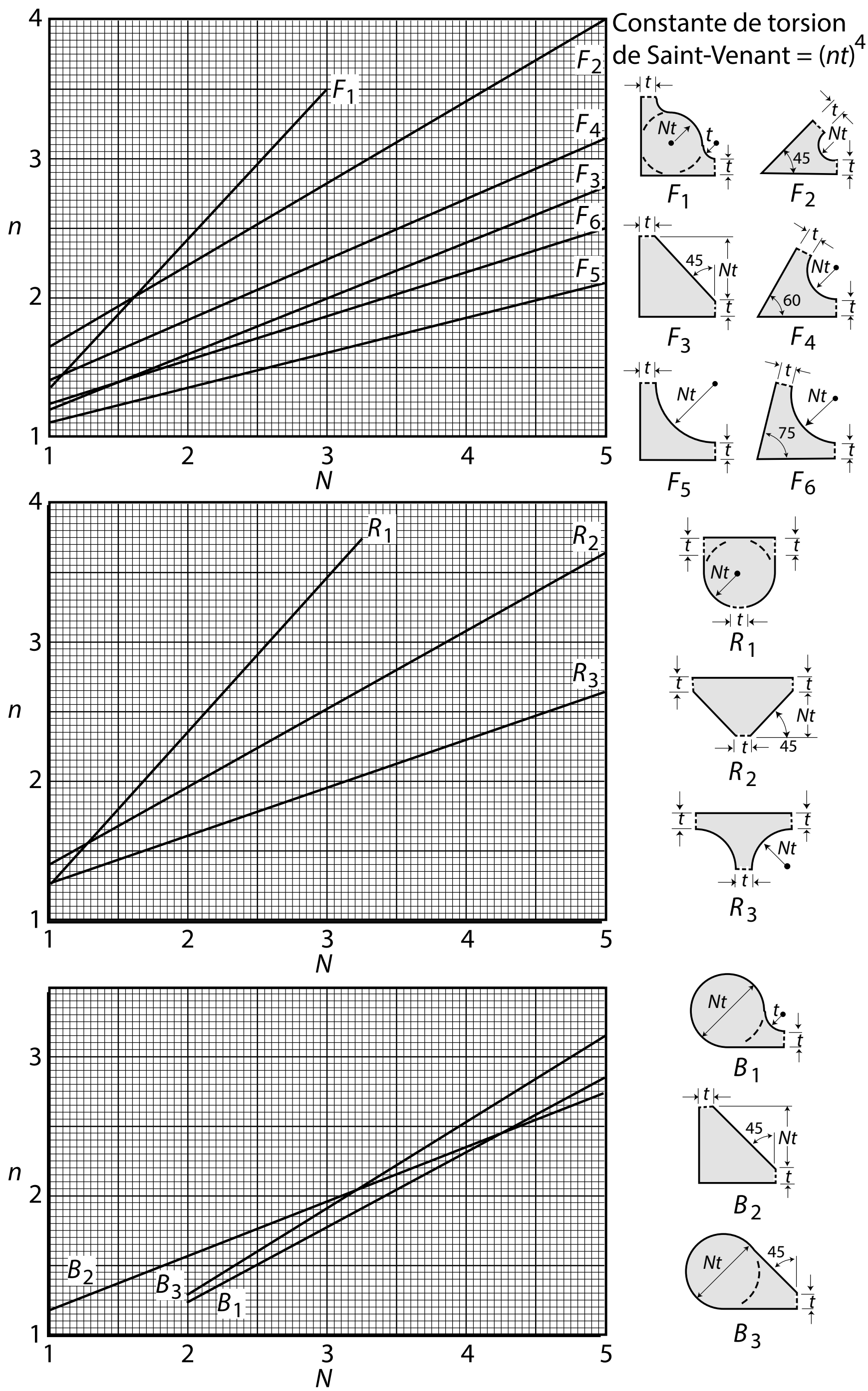


FIGURE 5.49 Aide au calcul de la contribution des congés et bourrelets à la constante de torsion de Saint-Venant

5.11.5 Résistance des pièces à la torsion

Pour les calculs de résistance, on peut classer les sections en trois catégories : les sections creuses, les sections pleines et les sections ouvertes. Une équation générale, permettant de calculer la résistance pondérée en torsion pure (Q_r ; torsion de Saint-Venant) pour chacune de ces catégories de sections sera présentée. De ces équations, on prend pour acquis que les sections peuvent développer la pleine capacité plastique en torsion du matériau (F_{sy}), donnée par l'équation (2.3). En effet, puisqu'il s'agit de contraintes de cisaillement, $F_{sy} = 0{,}6\,F_y$.

a) Pour les sections creuses, avec $\phi_y = 0{,}9$, t égal à l'épaisseur minimale de la paroi et A' défini comme étant l'aire délimitée par le contour moyen de la section, on a :

$$Q_r = \phi_y\, 1{,}2\, A'\, t\, F_y \tag{5.109}$$

Un cas particulier est celui des tubes ronds. Avec r égal au rayon moyen, l'équation (5.109) donne :

$$Q_r = \phi_y\, 3{,}8 r^2\, t\, F_y \tag{5.110}$$

b) Pour les sections pleines, avec a représentant la plus petite des dimensions de la section et A, l'aire de la section, on a :

$$Q_r = \frac{\phi_y\, A a F_y}{5} \tag{5.111}$$

Pour les tiges rondes, incluant les barres d'armature circulaires :

$$Q_r = \phi_y 0{,}3 \mathrm{A} r F_y \tag{5.112}$$

c) Pour les sections ouvertes qui *ne résistent pas au gauchissement*, on obtient l'équation suivante dans laquelle b et t sont la largeur et l'épaisseur d'une paroi, et t' est l'épaisseur maximale :

$$Q_r = \frac{\phi_y\, \Sigma\,(b\,t^3) F_y}{5\,t'} \tag{5.113}$$

Lorsqu'une section ouverte est libre de gauchir (voir la figure 5.18b), la seule composante de la torsion qui offre une résistance est la torsion de Saint-Venant, ou torsion pure, évaluée à l'aide de l'équation (5.113).

Dans la plupart des cas, le gauchissement de la section est partiellement ou, à la limite, totalement retenu, ce qui a pour effet d'introduire des contraintes longitudinales dans la section, tel qu'illustré sur la figure 5.45. Les références [5.1] et [5.8] recommandent alors d'additionner ces contraintes aux contraintes de flexion et de s'assurer que le total n'excède pas $\phi_y\, F_y$.

5.12 ANALYSE DES CHARPENTES ET MÉTHODES DE CALCUL

La référence [5.1] a adopté les dispositions de la référence [5.2] concernant l'analyse des charpentes et les méthodes d'analyse et de calcul pour les charpentes d'aluminium. On a vu au chapitre 3 que la résistance des éléments et assemblages de la charpente doit être déterminée à partir d'une analyse élastique qui tient compte des effets du second ordre de types P-Δ et P-δ, ainsi que de l'effet des imperfections géométriques sur la stabilité de la charpente.

Il faut de plus tenir compte de la réduction de la rigidité des éléments due à une élasticité insuffisante sur la stabilité de la charpente en utilisant une rigidité réduite de la manière suivante :

Un coefficient τ_b doit être appliqué à la *rigidité en flexion* de tous les éléments dont la rigidité en flexion contribue à la stabilité de la charpente, où :

$$\tau_b = 1{,}0 \qquad \text{pour } \frac{P_f}{P_y} \leq 0{,}5 \tag{5.114}$$

$$\tau_b = 4\left(\frac{P_f}{P_y}\right)\left(1 - \frac{P_f}{P_y}\right) \qquad \text{pour } \frac{P_f}{P_y} > 0{,}5 \tag{5.115}$$

Dans ces équation, P_f est la force de compression axiale due aux charges pondérées et P_y est la limite d'élasticité axiale.

Enfin, il est recommandé d'appliquer un coefficient de 0,8 aux rigidités axiales et aux rigidités en cisaillement et en flexion existant dans la charpente pour tenir compte de l'incertitude quant à la rigidité et à la résistance. L'utilisation de ce coefficient ne concerne que les analyses relatives aux états limites ultimes. Elle ne s'applique pas aux états limites de service et à la fatigue

Ces recommandations *très limitatives* pour tenir compte d'une élasticité insuffisante (τ_b) et des incertitudes quant à la rigidité et à la résistance (coefficient 0,8) s'appliquent donc aux équations présentées dans la plupart des chapitres de cet ouvrage et, en particulier, à celles du prochain chapitre. *Elles ne seront pas appliquées dans le présent document*, ce qui ne signifie pas que le concepteur ne soit pas obligé d'en tenir compte dans ses calculs.

5.13 EXEMPLES DE CALCUL

EXEMPLE 5.1 Moment d'inertie de torsion

On demande de calculer la constante de torsion (J) des profilés en C montrés sur les figures 5.50 a et b et d'évaluer l'importance des raidisseurs et des congés en forme de bourrelets en comparant les résultats.

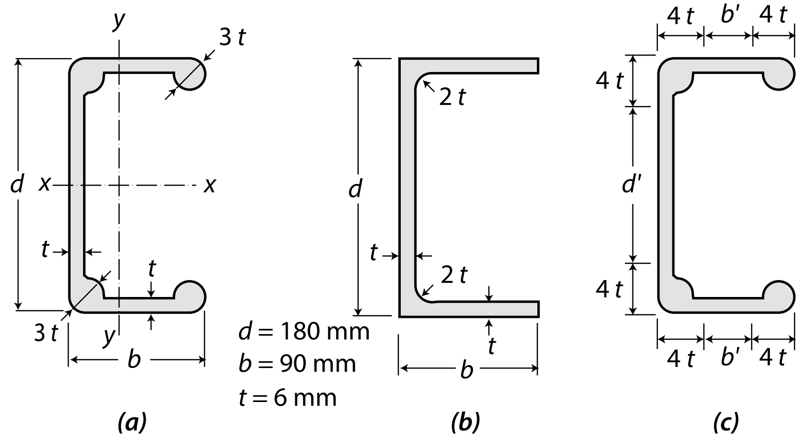


FIGURE 5.50 Sections de l'exemple 5.1

SOLUTION

Pour le calcul de J, on utilise les équations (5.95) et (5.106) ainsi que la figure 5.49.

Profilé de la figure 5.50a

En premier lieu, on calcule la largeur des plats (figure 5.50c).

$$b' = 90 - 8t = 90 - 48 = 42 \text{ mm}$$

$$d' = 180 - 8t = 180 - 48 = 132 \text{ mm}$$

On obtient ensuite la valeur des facteurs n sur la figure 5.49.

Pour le bourrelet des congés : détail F_1

$$Nt = \frac{3t}{2}$$

Avec $N = 1{,}5$, on obtient $n \approx 1{,}88$ sur le graphique de la courbe F_1.

Pour les bourrelets située aux deux extrémités libres : détail B_1

$$Nt = 3t$$

On obtient $n \approx$ l, 78 sur le graphique de la courbe B_1 avec $N = 3$.

$$J = \frac{1}{3}\Sigma(bt^3) + \Sigma(nt)^4$$

$$J = \frac{6^3}{3}(132 + 2 \times 42) + 2 \times 6^4\ (1{,}88^4 + 1{,}78^4)$$

$$J = 15\,552 + 58\,400 = 73\,952 \text{ mm}^4$$

$$J = 74 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

À première vue, les bourrelets contribuent pour beaucoup à la valeur de J.

Profilé de la figure 5.50b

Pour le profilé de la figure 5.50b : détail F_5 de la figure 5.49

$$b' = 90 - 3t = 90 - 18 = 72 \text{ mm}$$

$$d' = 180 - 6t = 180 - 36 = 144 \text{ mm}$$

$$N\,t = 2\,t$$

Pour le détail F_5 et $N = 2$, on obtient $n = 1{,}35$.

$$J = \frac{6^3}{3}(144 + 2 \times 72) + 2\,(1{,}35 \times 6)^4$$

$$J = 20\,736 + 8609 = 29\,345 \text{ mm}^4$$

$$J = 29 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

La section de la figure 5.50a est environ 2,5 fois plus résistante à la torsion pure que la section de la figure 5.50b, ce qui démontre le rôle important que jouent les bourrelets dans la résistance du profilé en C lorsque le mode de torsion est impliqué.

EXEMPLE 5.2 Résistance d’une paroi

Il s’agit d’évaluer la résistance en compression d’une paroi pour différentes conditions de retenue et de prendre conscience de l’importance des appuis sur la rigidité des parois. L’alliage utilisé est le 5005 - H36, avec F_y = 125 MPa et E = 70 000 MPa. Il s’agit d’un alliage non traitable thermiquement.

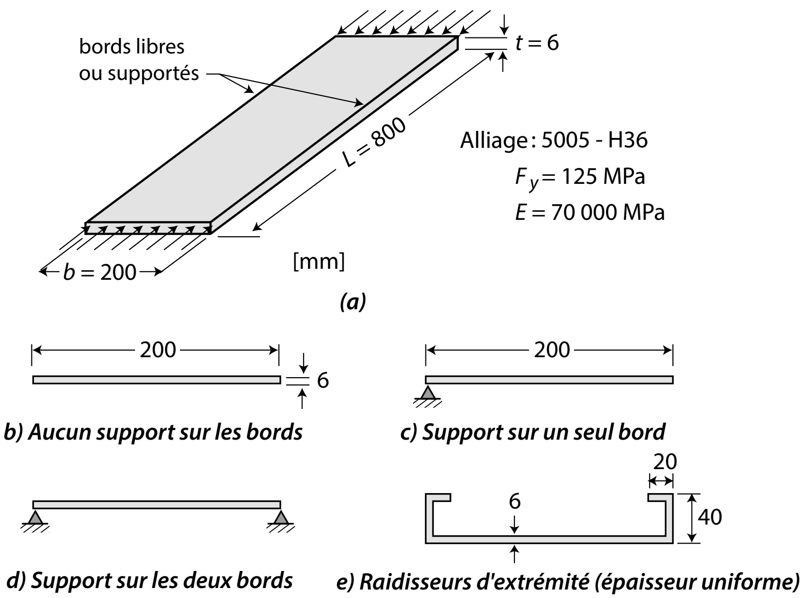


FIGURE 5.51 Paroi de l’exemple 5.2

SOLUTION

Évaluation de la capacité plastique

Évaluons d'abord la pleine capacité plastique de la paroi. Cette valeur servira de référence aux autres valeurs de résistance que nous déterminerons par la suite.

La pleine capacité plastique de la paroi correspond à $\overline{F} = 1{,}0$ sur le graphique de la figure 5.23. À ce niveau, la paroi ne voile pas ou ne flambe pas.

On utilise l'équation (5.43) avec $\overline{F} = 1{,}0$ et $F_o = F_y$, qui est toujours la valeur à considérer pour les parois.

$$C_r = \varphi_c A \overline{F} F_o = 0{,}9 \times 200 \times 6 \times 1{,}0 \times 125 = 135 \times 10^3 \text{ N}$$

$$C_r = 135 \text{ kN}$$

Aucun support sur les bords (figure 5.51b)

Cette condition nous donnera la limite inférieure de la capacité de la paroi. On perçoit intuitivement qu'une paroi n'est pas conçue pour résister à des charges sans être le moindrement raidie (ou supportée) sur ses bords. La condition de chargement à l'étude correspond davantage à celle rencontrée lors du transport d'une paroi avant son installation.

La paroi se comporte comme un poteau sous une charge de compression. Elle flambe élastiquement selon le modèle d'Euler décrit par l'équation (5.2) :

$$A = 200 \times 6 = 1200 \text{ mm}^2$$

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{200 \times 6^3}{12} = 3600 \text{ mm}^4$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{3600}{1200}} = 1{,}73 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{KL}{r} = \frac{1{,}0 \times 800}{1{,}73} = 462$$

Cette valeur d'élancement est, bien sûr, tout à fait inacceptable d'un point de vue structural.

$$C_E = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 70\,000 \times 1200}{462^2} = 3884 \text{ N} = 3{,}9 \text{ kN}$$

L'équation d'Euler définit la résistance au flambement élastique sur la figure 5.22. Pour se situer sur le graphique, calculons la valeur normalisée de l'élancement à l'aide de l'équation (5.8).

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 462 \sqrt{\frac{125}{\pi^2 \times 70\,000}}$$

$$\bar{\lambda} = 462 \times 0{,}0135 = 6{,}2 \;\; !$$

On prend davantage conscience du problème en constatant que $\bar{\lambda}$, en abscisse, est limité à 3,0 sur le graphique.

Pour obtenir la résistance pondérée, il suffit, selon l'équation (5.43), de multiplier la valeur de C_E obtenue par ϕ_c. En fait, $C_E = A\ F_c = A\,\bar{F}\,F_o$ dans le domaine élastique, c'est-à-dire dans la portion droite de la courbe de la figure 5.22.

$$C_r = \phi_c\, C_E = 0{,}9 \times 3{,}9 \;=\; 3{,}5 \text{ kN}$$

Support sur un seul bord longitudinal (figure 5.51c et cas (d) sur la figure 5.26)

Déjà, cette condition de retenue va grandement améliorer la capacité de la paroi. On remarquera que la résistance à la compression ne sera plus une fonction de l'élancement L/r de la paroi, *mais plutôt de l'élancement b/t de la section de la paroi*.

Puisque la compression est uniforme, $\kappa = 1{,}0$ dans l'une ou l'autre des équations (5.25) et (5.26).

$$m = 2{,}5\sqrt{3+1} = 5{,}0 \qquad \text{(voir la figure 5.28)}$$

L'élancement de la paroi est défini par l'équation (5.24) :

$$\lambda = m\frac{b}{t} = \frac{5 \times 200}{6} = 167$$

Selon l'équation (5.8), l'élancement normalisé est :

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 167 \sqrt{\frac{125}{\pi^2 \times 70\,000}} = 2{,}24$$

On calcule ensuite $\bar{F}$ à l'aide des équations (5.10) et (5.11), avec les valeurs suivantes tirées du tableau 5.1 pour les parois en alliages non traitables thermiquement : $\alpha = 0{,}4$, $\lambda_o = 0{,}5$ et $F_o = F_y$.

$$\beta = \frac{1 + \alpha(\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_o) + \bar{\lambda}^2}{2\bar{\lambda}^2}$$

$$\beta = \frac{1 + 0{,}4\,(2{,}24 - 0{,}5) + 2{,}24^2}{2 \times 2{,}24^2} = 0{,}669$$

$$\bar{F} = \beta - \sqrt{\beta^2 - \frac{1}{\bar{\lambda}^2}} = 0{,}669 - \sqrt{0{,}669^2 - \frac{1}{2{,}24^2}}$$

$$\bar{F} = 0{,}17$$

Cette valeur peut être obtenue plus facilement sur le graphique de la figure 5.23, avec $\lambda = 2{,}24$ et en considérant la courbe 4, qui caractérise les parois en alliage non traitable thermiquement (états H).

La résistance pondérée ou flambement est ensuite obtenue de l'équation 5.43.

$$C_r = \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_o = 0{,}9 \times 1200 \times 0{,}17 \times 125 = 22\,950\ \mathrm{N}$$

$$C_r = 23\ \mathrm{kN}$$

On constate que les conditions se sont grandement améliorées par rapport au cas précédent. La résistance est 6,5 fois plus élevée dans le cas présent.

Supports sur les deux bords longitudinaux (figure 5.51d et cas (a) de la figure 5.26)

$\kappa = 1{,}0$ puisque la compression est uniforme

$$m = 1{,}15 + 0{,}5\kappa = 1{,}65 \qquad \text{(éq. 5.19)}$$

On aurait aussi pu obtenir m directement de la figure 5.27.

$$\lambda = m\frac{b}{t} \qquad \text{(éq. 5.6)}$$

$$\lambda = \frac{1{,}65 \times 200}{6} = 55$$

$$\overline{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

$$\overline{\lambda} = 55 \times 0{,}0135 = 0{,}74$$

Selon la courbe 4 de la figure 5.23, avec $\overline{\lambda} = 0{,}74$,

$$\overline{F} \approx 0{,}85$$

$$C_r = \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_y \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$C_r = 0{,}9 \times 1200 \times 0{,}85 \times 125 = 114\,750\ \mathrm{N}$$

$$C_r = 115\ \mathrm{kN}$$

Avec deux supports longitudinaux, on atteint presque la pleine capacité plastique de la paroi.

Selon la référence [5.1], il est permis de tenir compte de la *capacité post-flambement* d'une paroi lorsqu'elle est retenue sur ses deux bords longitudinaux.

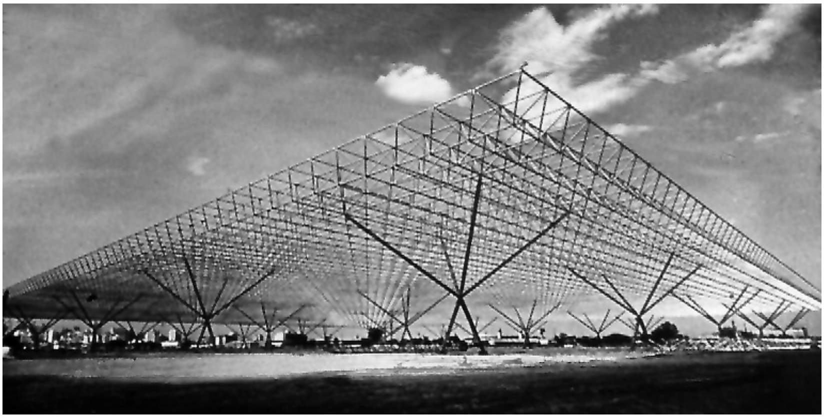
Il suffit d'utiliser la courbe 6 sur la figure 5.23 avec la même valeur de $\overline{\lambda}$, c'est-à-dire $\overline{\lambda} = 0{,}74$. Ainsi, on obtient :

$$\overline{F}_m = 0{,}92 \qquad (\overline{F}_m = \sqrt{\overline{F}})$$

$$C_r = 0{,}9 \times 1200 \times 0{,}92 \times 125 = 124\,200 \text{ N}$$

$$C_r = 124 \text{ kN}$$

Cette valeur représente 92 % (en fait $\overline{F}_m$) de la pleine capacité plastique de la paroi.



Charpente d'aluminium (67 600 m²), du Centre d'exposition interaméricain São Paolo, Brésil
PHOTO : FEDERICO MAZZOLANI

Paroi raidie (figure 5.51e)

Lorsque la paroi de 200 mm de largeur est raidie, tel que montré sur la figure 5.51e, et que les raidisseurs jouent le rôle des appuis illustrés sur la figure 5.51d, la capacité de la paroi devrait être supérieure à celle de la paroi de la figure 5.51d en raison de la rigidité en flexion offerte par les raidisseurs. Cette condition est représentée par le cas (b) sur la figure 5.26, puisque le raidisseur de 40 mm de longueur est lui-même supporté sur ses deux bords.

L'équation (5.21) s'applique lorsque $b/t > a/$w, les paramètres étant définis sur la figure 5.24b.

$$\frac{b}{t} = \frac{(200\text{-}6)}{6} = 32{,}3 > \frac{a}{w} = \frac{(40\text{-}6)}{6} = 5{,}7$$

$$m = 1{,}25 + 0{,}4\,\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 1{,}65$$

$$m = 1{,}25 + 0{,}4\ \frac{5{,}7}{32{,}3} = 1{,}32$$

$$\lambda = m\frac{b}{t} = \frac{1{,}32 \times 194}{6} = 42{,}7$$

$$\bar{\lambda} = 42{,}7 \times 0{,}0135 = 0{,}58$$

$$\bar{F}_m \approx 0{,}98 \qquad \text{(courbe 6 sur la figure 5.23)}$$

$$C_r = 0{,}9 \times 194 \times 6 \times 0{,}98 \times 0{,}125 = 128 \text{ kN}$$

La paroi de 200 mm, ainsi raidie, travaille donc de façon très efficace.

Vérification de l'efficacité des raidisseurs (Figure 5.51e)

Il s'agit, dans ce cas-ci, d'une paroi de 40 mm de largeur retenue sur un bord par une large plaque et retenue sur l'autre par un raidisseur de 20 mm. Cette condition correspond à celle du cas (f) sur la figure 5.26. Le mode de flambement de la paroi est un mode de torsion, avec l'axe de rotation situé à la jonction des parois de 200 et de 40 mm.

L'équation générale qui décrit cette condition est l'équation (5.28). Toutefois, les conditions géométriques nous permettent d'utiliser l'équation (5.31), qui est beaucoup plus facile à résoudre. Les paramètres sont définis sur la figure 5.29b.

$$\beta = \frac{c}{b} = \frac{17}{34} = 0{,}5$$

$$\frac{b}{t} = \frac{34}{6} = 5{,}7$$

$$\frac{a}{b} = \frac{194}{34} = 5{,}7$$

$$\lambda = 5\frac{b}{t}\sqrt{\frac{1+3\beta}{1+\beta+3{,}7\sqrt{\dfrac{\beta^3\,(b/t)^2+0{,}1}{a/b\ +0{,}5}}}}$$

$$\lambda = 5 \times 5{,}7\ \sqrt{\frac{1+3\times 0{,}5}{1+0{,}5+3{,}7\sqrt{\dfrac{0{,}5^3\,(5{,}7)^2+0{,}1}{5{,}7+0{,}5}}}}$$

$$\lambda = 21{,}5 > 1{,}6\frac{b}{t} = 1{,}6 \times 5{,}7 = 9{,}1$$

$$\lambda = 21{,}5 > 5\frac{c}{t} = 5 \times \frac{17}{6} = 14{,}2$$

Ainsi,

$$\bar{\lambda} = 21{,}5 \times 0{,}0135 = 0{,}29$$

Il faut utiliser la courbe 4 de la figure 5.23, puisque la référence [5.1] ne permet pas de considérer la résistance post-voilement des parois retenues sur un seul bord. Ainsi,

$$\bar{F} = 1{,}0$$

Ce résultat indique que l'on pourrait utiliser la pleine capacité plastique (F_y) de la paroi de 40 mm. Toutefois, on ne pourra pas atteindre ce niveau puisque la paroi de 200 mm flambe à une contrainte légèrement inférieure, c'est-à-dire à $F_c = \bar{F}_m F_y = 0{,}98F_y$ (voir le résultat obtenu plus haut).

L'efficacité du raidisseur de 20 mm de longueur doit aussi être vérifiée. Il suffit d'utiliser l'équation (5.27) qui définit l'élancement d'une paroi raidie sur un seul bord (cas e de la figure 5.26). Ainsi,

$$\frac{b}{t} = \frac{17}{6} = 2{,}83$$

$$\frac{a}{w} = \frac{34}{6} = 5{,}67$$

$$m = 3 + 0{,}6 \; \frac{5{,}67}{2{,}83} = 4{,}2$$

$$\lambda = 4{,}2 \times 2{,}83 = 11{,}9$$

$$\bar{\lambda} = 0{,}16$$

$$\bar{F} = 1{,}0$$

Le raidisseur de 20 mm peut lui aussi être utilisé à la pleine capacité en compression.

Par conséquent, la résistance pondérée totale en compression de la *section raidie* montrée sur la figure 5.51e est :

$$C_r = \phi_c A \bar{F} F_y \qquad \text{où } \bar{F} = \bar{F}_m = 0{,}98 \text{ (pour la paroi de 200 mm)}$$

$$A = 6\left[200 + 2(34 + 14)\right] = 1776 \text{ mm}^2$$

$$C_r = 0{,}9 \times 1776 \times 0{,}98 \times 125 = 195\,800 \text{ N}$$

$$C_r = 196 \text{ kN}$$

Évaluation de la résistance de la pièce raidie (figure 5.51e)

Il ne reste plus qu'à vérifier la résistance au flambement de la pièce raidie de 800 mm de longueur, montrée sur la figure 5.51e

Pour obtenir le rayon de giration minimal de la section, il faut d'abord calculer la position de l'axe neutre et le moment d'inertie de la section.

$$A = (200+34+34+14+14)6 = 1776 \text{ mm}^2$$

$$y = \frac{(200\times6\times3)+2(34\times6\times23)+2(14\times6\times37)}{1776} = 10{,}8 \text{ mm}$$

$$I = \left(\frac{200\times6^3}{12}\right) + (200\times6\times7{,}8^2) + 2\left(\frac{6\times4{,}8^3}{3}\right) + 2\left(\frac{6\times29{,}2^3}{3}\right) +$$

$$2\left(\frac{14\times6^3}{12}\right) + 2\,(14\times6\times26{,}2^2) = 292{,}5\times10^3 \text{ mm}^4$$

$$\mathbf{r} = \sqrt{\frac{\mathrm{I}}{\mathrm{A}}} = \sqrt{\frac{292{,}5\times10^3}{1776}} = 12{,}8 \text{ mm}$$

L'élancement pour la flexion est égal à :

$$\frac{KL}{r} = \frac{1{,}0\times800}{12{,}8} = 62{,}5$$

La contrainte limite (F_o) pour la pièce est celle de la paroi de 200 mm, calculée précédemment :

$$F_o = 0{,}98\times125 = 122{,}5 \text{ MPa}$$

Ainsi, selon l'équation (5.41) :

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 62{,}5\sqrt{\frac{122{,}5}{\pi^2\times70\,000}} = 0{,}83$$

On utilise la courbe 2 de la figure 5.22 pour obtenir; avec $\bar{\lambda} = 0{,}83$:

$$\bar{F} = 0{,}73$$

L'équation (5.43) donne :

$$C_r = \phi_c A \bar{F} F_o$$

$$C_r = 0{,}9\times1776\times0{,}73\times125 = 146\times10^3 N$$

$$C_r = 146\, kN$$

Ce résultat, lorsque comparé à $C_r = 196$ kN obtenu pour la résistance au voilement de la section, indique que le flambement de la pièce est l'état limite le plus critique.

EXEMPLE 5.3 Résistance d'un profilé en I

On demande d'évaluer la résistance pondérée en compression ($C_r = C_f$) du profilé en I illustré sur la figure 5.52. Le poteau a une hauteur libre de 4000 mm selon l'axe x-x et une hauteur libre de 2000 mm selon l'axe y-y. De plus, on peut admettre que la rotation aux points de retenue est totalement libre, de sorte que $K_x = K_y = 1{,}0$. Alliage 6061-T6.

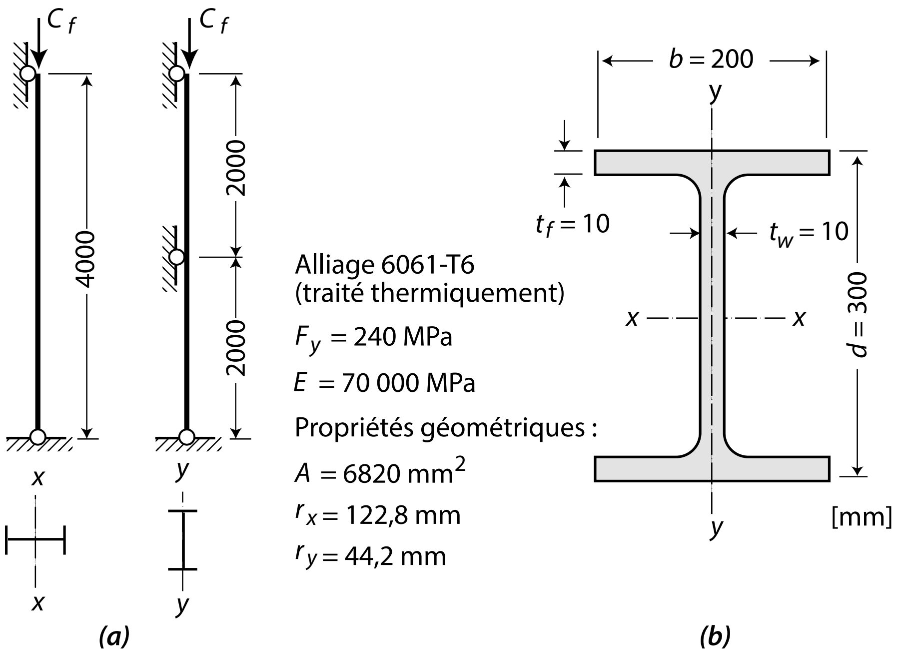


FIGURE 5.52 Poteau de l'exemple 5.3

SOLUTION

Calcul de F_o

La contrainte limite, dans le cas présent, est soit la limite élastique F_y (équation 5.33), soit la contrainte de voilement F_{cf} de l'aile (équation 5.34), soit la contrainte post-voilement F_m de l'âme (équation 5.35).

Ce sont généralement les ailes qui déterminent F_o dans les sections du type qui est étudié. Il s'agit alors du cas *e* de la figure 5.26, dont le comportement est décrit par l'équation (5.27).

$$m = 3 + 0{,}6\,\frac{(a/w)}{b/t} \leq 5$$

Selon la figure 5.24a, *b* est la largeur de l'aile et *a* est la profondeur de l'âme mesurée entre les lignes médianes des ailes.

$$b = \frac{200}{2} = 100\ \text{mm}$$

$$a = 300 - t = 300 - 10 = 290\ \text{mm}$$

$$m = 3 + 0{,}6\ \frac{290/10}{100/10} = 4{,}74 < 5$$

On calcule λ avec l'équation (5.24).

$$\lambda = m\,\frac{b}{t} = 4{,}74 \times \frac{100}{10} = 47{,}4$$

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 47{,}4 \times 0{,}0186 = 0{,}88 \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

$$\beta = \frac{1 + 0{,}2\,(0{,}88 - 0{,}5) + 0{,}88^2}{2 \times 0{,}88^2} = 1{,}19 \qquad \text{(éq. 5.11)}$$

$$\bar{F} = 1{,}19 - \sqrt{1{,}19^2 - \frac{1}{0{,}88^2}} = 0{,}84 \qquad \text{(éq. 5.10)}$$

Cette valeur est aussi obtenue en considérant $\bar{\lambda} = 0{,}88$ et la courbe 3 de la figure 5.23. La référence [5.1] ne reconnaît pas aux ailes des poutres en I une résistance post-voilement (paroi retenue sur un seul bord).

Selon l'équation (5.13),

$$F_c = F_{cf} = \bar{F}\,F_y = 0{,}84 \times 240 = 200\ \text{MPa}$$

$$F_o = F_{cf} = 200\ \text{MPa} \qquad \text{(éq. 5.34)}$$

La contrainte de compression dans le poteau ne pourra pas excéder cette contrainte limite.

On peut s'attarder à vérifier que la valeur de F_o de l'âme n'excède pas celle de l'aile. Ainsi, l'élancement obtenu à l'aide de l'équation (5.6) avec m = 1,65 est égal à (1,65 × 290 / 10)= 47,85. L'élancement normalisé égal à 0,89 est utilisé pour obtenir $\bar{F}$ = 0,9 sur la courbe 5 de la figure 5.23. Finalement, F_o = 0,9 × 240 = 216 MPa, une valeur supérieure à la précédente.

Calcul de l'élancement du poteau

Puisque la section est doublement symétrique, le mode de flambement sera en flexion. Il faut d'abord déterminer lequel des deux axes principaux du poteau est le plus critique (équation 5.44).

$$\lambda_x = \left(\frac{KL}{r}\right)_x = \frac{1{,}0 \times 4000}{122{,}8} = 32{,}6$$

$$\lambda_y = \left(\frac{KL}{r}\right)_y = \frac{1{,}0 \times 2000}{44{,}2} = 45{,}3 \qquad \text{(critique)}$$

L'élancement normalisé est évalué à l'aide de l'équation (5.41) avec la valeur de F_o calculée précédemment.

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 45{,}3 \sqrt{\frac{200}{\pi^2 \times 70\,000}}$$

$$\bar{\lambda} = 45{,}3 \times 0{,}017 = 0{,}77$$

On calcule ensuite la contrainte normalisée à l'aide des équations (5. 10) et (5.11) avec $\alpha = 0{,}2$ et $\bar{\lambda}_o = 0{,}3$. Ces valeurs sont obtenues du tableau 5.1 pour une pièce comprimée en alliage vieilli artificiellement non soudé.

$$\beta = \frac{1 + 0{,}2\,(0{,}77 - 0{,}3) + 0{,}77^2}{2 \times 0{,}77^2} = 1{,}42$$

$$\bar{F} = 1{,}42 - \sqrt{1{,}42^2 - \frac{1}{0{,}77^2}} = 0{,}85$$

On peut aussi obtenir cette valeur de la courbe 1 sur la figure 5.22, avec $\bar{\lambda} = 0{,}77$.

Calcul de la résistance pondérée au flambement (équation 5.43)

$$C_r = \phi_c A \bar{F} F_o = 0{,}9 \times 6820 \times 0{,}85 \times 200 = 1\ 043\ 000\ \text{N}$$

$$C_r = 1043\ \text{kN}$$

Puisque la charge pondérée (C_f) sollicitant le poteau ne doit pas excéder la résistance C_r, selon l'équation (3.1),

$$C_{f\,\max} = 1043\ \text{kN}$$

EXEMPLE 5.4 Résistance d'un profilé tubulaire

On demande de calculer la résistance pondérée en compression d'un petit tube carré, constitué d'une feuille d'aluminium pliée et fermée à l'aide d'un joint à loquet, tel que montré sur la figure 5.53. Les dimensions du tube sont indiquées sur la figure. Considérer que les appuis sont articulés aux extrémités et que des mesures sont prises pour empêcher le déplacement relatif des parois du loquet dans le sens longitudinal lorsque la pièce est sollicitée en torsion. Alliage 5005-H36 avec $F_y = 125$ MPa.

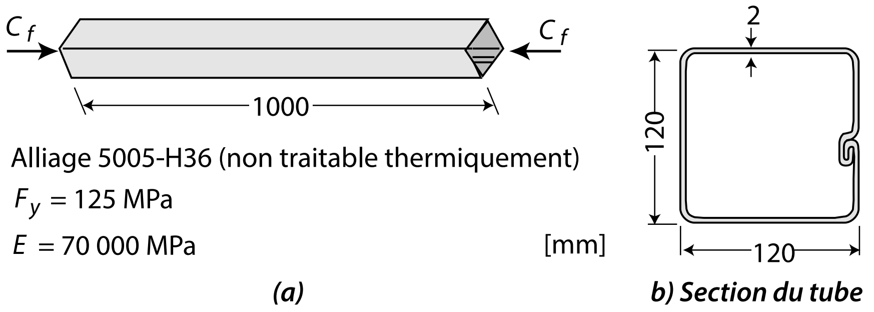


FIGURE 5.53 Pièce comprimée de l'exemple 5.4

SOLUTION

Calcul des propriétés géométriques

$$A = 4(120 - 2)\,2 = 944 \text{ mm}^2$$

$$I = \frac{120 \times 120^3}{12} - \frac{(120-4)(120-4)^3}{12} = 2{,}19 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2{,}19 \times 10^6}{944}} = 48{,}2 \text{ mm}$$

Calcul de F_o

Chaque paroi de la pièce est retenue sur les deux bords et est située sur la fibre extrême de la section. On utilisera donc l'équation (5.21) pour le calcul de m (cas b, sur la figure 5.26) et on tiendra compte de la possibilité de résistance post-voilement par la suite.

$$m = 1{,}25 + 0{,}4\left(\frac{a/w}{b/t}\right) \leq 1{,}65$$

$$\frac{a}{w} = \frac{b}{t} = \frac{120-2}{2} = 59 \qquad \text{(figure 5.24b)}$$

$$m = 1{,}65$$

De l'équation (5.24), on obtient

$$\lambda = m\frac{b}{t} = 1{,}65\,\frac{(120-2)}{2} = 97{,}4$$

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 97{,}4\sqrt{\frac{125}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}31$$

Pour une paroi en alliage non traitable thermiquement (état H), on trouve les valeurs suivantes dans le tableau 5.1 :

$$\alpha = 0{,}4\,;\quad \bar{\lambda}_o = 0{,}5\,;\quad F_o = F_y$$

On calcule ensuite $\bar{F}$ à l'aide des équations (5.10) et (5.11) :

$$\beta = \frac{1 + 0{,}4\,(1{,}31 - 0{,}5) + 1{,}31^2}{2 \times 1{,}31^2} = 0{,}89$$

$$\bar{F} = 0{,}89 - \sqrt{0{,}89^2 - \frac{1}{1{,}31^2}} = 0{,}44$$

Cette valeur est aussi obtenue de la coube 4 sur la figure 5.23. Puisqu'il y a possibilité de post-voilement, on obtient $\bar{F}_m = 0{,}66$ de la courbe 6 sur la même figure, avec $\bar{\lambda} = 1{,}31$. En fait, $\bar{F}_m = \sqrt{\bar{F}}$.

La contrainte limite est telle que définie par l'équation (5.35) :

$$F_o = F_m = \sqrt{\bar{F}}\;F_y = \sqrt{0{,}44} \times 125 = 83\ \text{MPa}$$

Calcul de λ et de $\bar{F}$

$$\lambda = \frac{KL}{r} = \frac{1{,}0 \times 1000}{48{,}2} = 20{,}8 \qquad \text{(éq. 5.44)}$$

L'élancement normalisé est calculé à l'aide de l'équation (5.41).

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 20{,}8\sqrt{\frac{83}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}23$$

On constate que $\bar{\lambda}$ est inférieur à $\bar{\lambda}_o$, tant sur la figure 5.22 que dans le tableau 5.1 pour une pièce en alliage non traitable thermiquement. Ainsi,

$$\bar{F} = 1{,}0$$

Calcul de la résistance pondérée au flambement

Selon l'équation (5.43),

$$C_r = \varphi_c A \overline{F} F_o = 0{,}9 \times 944 \times 1{,}0 \times 83 = 70\,500 \text{ N}$$

$$C_r = 70{,}5 \text{ kN}$$

EXEMPLE 5.5 Élancement de cornières

On demande :

a) de calculer l'élancement de la cornière montrée sur la figure 5.54a à l'aide de l'équation générale (5.45) et de l'équation simplifiée (5.46), et

b) de calculer l'élancement de la cornière en compression de l'exemple 4.2 du chapitre précédent. La géométrie du portique contreventé et la section de la cornière au droit de l'assemblage à un gousset d'extrémité sont présentées sur la figure 5.54c.

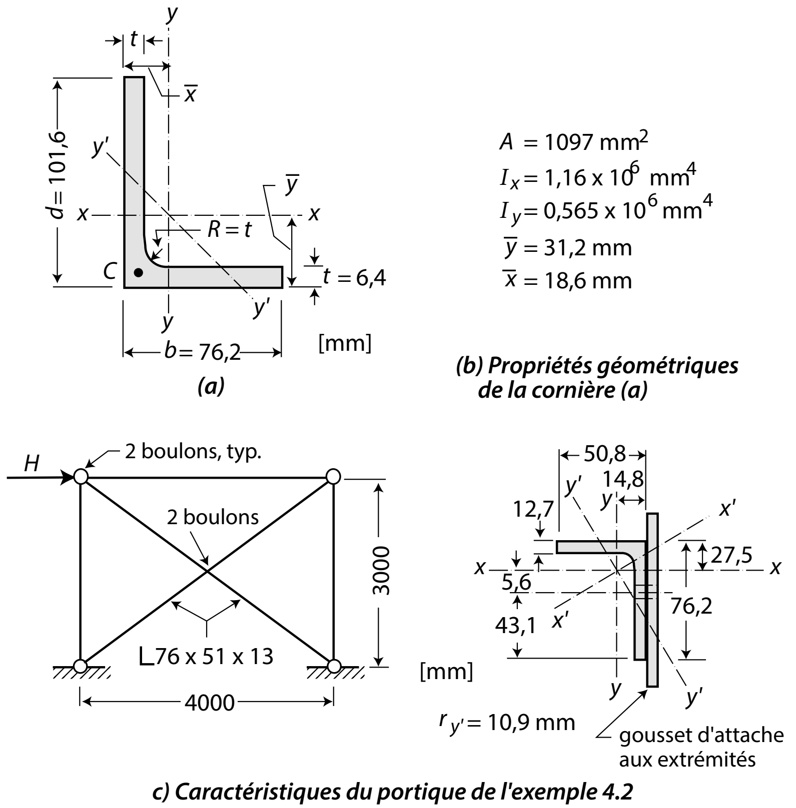


FIGURE 5.54 Cornières de l'exemple 5.5

SOLUTION

a) Cornière de la figure 5.54a

Utilisation de l'équation générale (5.45)

$$\lambda_t = 5\sqrt{\frac{I_p}{J}}$$

Le moment d'inertie polaire est calculé à l'aide de l'équation (5.104) :

$$I_p = I_x + I_y + A(x_o^2 + y_o^2)$$

Le centre de torsion de la cornière est situé au point C, tel qu'indiqué sur la figure 5.54a.

$$x_o = \bar{x} - \frac{t}{2} = 18{,}6 - \frac{6{,}4}{2} = 15{,}4 \text{ mm}$$

$$y_o = \bar{y} - \frac{t}{2} = 31{,}2 - \frac{6{,}4}{2} = 28{,}0 \text{ mm}$$

$$I_p = (1{,}16 \times 10^6) + (0{,}565 \times 10^6) + 1097(15{,}4^2 + 28{,}0^2)$$

$$I_p = 2{,}85 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

La constante de torsion de Saint-Venant est obtenue des équations (5.95) et (5.106) :

$$J = \frac{1}{3}\Sigma(bt^3) + nt^4$$

La contribution du congé est évaluée à l'aide de la figure 5.49. Pour le détail F_5, on a $N\,t = t$ et on obtient $n = 1{,}1$ du graphique approprié, avec $N = 1{,}0$.

$$J = \frac{6{,}4^3}{3}\left[(101{,}6 - 2 \times 6{,}4) + (76{,}2 - 2 \times 6{,}4)\right] + 1{,}1 \times 6{,}4^4$$

$$J = 13\,299 + 1845 = 15{,}1 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$\lambda_t = 5\sqrt{\frac{2{,}85 \times 10^6}{15{,}1 \times 10^3}} = 68{,}7$$

Utilisation de l'équation simplifiée (5.46)

$$\lambda_t = \frac{5b}{t}$$

Selon la figure 5. 31a, b est la largeur de l'aile la plus longue et il faut exclure le filet de métal sur le talon. Ainsi,

$$b = d - 2t = 101{,}6 - 2 \times 6{,}4 = 88{,}8 \text{ mm}$$

$$\lambda_t = \frac{5 \times 88{,}8}{6{,}4} = 69{,}4$$

Ce résultat n'est pas très différent de celui qui a été obtenu avec l'équation (5.45).

b) Cornière de l'exemple 4.2

Puisque la cornière en compression est reliée à la structure par une seule aile, la charge qui sollicite la pièce est excentrée, ce qui a pour effet de créer un moment de flexion uniforme dans la pièce. La cornière peut ainsi flamber dans un mode où se combinent la flexion et la torsion. On utilise l'équation (5.48) pour tenir compte de cet effet.

$$\lambda = \sqrt{\lambda_{y'}^2 + \lambda_t^2}$$

$$\lambda_t = \frac{5b}{t}$$

$$\lambda_{y'} = \frac{KL}{r}$$

Dans ces équations,

- b est la largeur de l'aile la plus longue, de laquelle on exclut le congé $b = 76{,}2 - 2 \times 12{,}7 = 50{,}8$ mm
- r est le rayon de giration minimal, c'est-à-dire $r_{y'}$ sur la figure 5.54c ;
- $K = 0{,}4$ pour une cornière reliée à l'aide de deux boulons aux extrémités et au centre, selon la figure 5.19 ;
- $L = \sqrt{3000^2 + 4000^2} = 5000$ mm.

$$\lambda_t = \frac{5 \times 50{,}8}{12{,}7} = 20$$

$$\lambda_{y'} = \frac{0{,}4 \times 5000}{10{,}9} = 184$$

$$\lambda = \sqrt{184^2 + 20^2} = 185$$

Avec un élancement de cet ordre de grandeur, la pièce n'est pas en mesure de résister à une très forte charge. Il était donc justifié, dans l'exemple 4.2, de négliger sa contribution à la stabilité du portique.

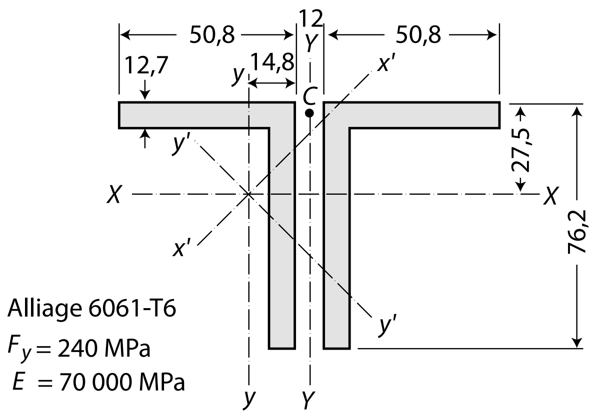
Il convient de noter que la résistance pondérée en compression (C_r), obtenue avec l'équation (5.48) ne doit pas être supérieure à $\phi_c\,0{,}67\,A\,F_y$ (cornière assemblée à l'aide de deux boulons).

EXEMPLE 5.6 Résistance d'une pièce monosymétrique à section composée

L'exemple précédent a démontré que la cornière sollicitée en compression, à l'exemple 4.2, possède une très faible capacité et que seule la cornière en traction parvient à stabiliser le portique.

Vérifions dans quelle mesure une pièce à section composée, constituée de deux cornières identiques placées dos à dos, parviendra à stabiliser davantage le système en résistant à une portion plus significative de la charge horizontale.

La section obtenue est montrée sur la figure 5.55a. On choisit un gousset de 12 mm d'épaisseur pour assembler la pièce à ses extrémités et on utilise des fourrures de même épaisseur à tous les 625 mm le long de la pièce, afin de faire travailler efficacement les deux cornières comme une section composée.



(a)

A = 1450 mm^2

$I_x = 0{,}8 \times 10^6$ mm^4 $I_y = 0{,}28 \times 10^6$ mm^4

r_x = 23,5 mm r_y = 13,9 mm

$r_{x'}$ = 25 mm $r_{y'}$ = 10,9 mm

(b) Propriétés géométriques de la cornière 76 x 51 x 13

FIGURE 5.55 Pièce à section composée de l'exemple 5.6

La diagonale en traction qui croise la pièce à sa mi-longueur est connectée à cette dernière à l'aide de deux boulons. Elle joue le même rôle stabilisateur que dans l'exemple précédent, pour la pièce comprimée. La cornière extrudée est en alliage 6061-T6.

SOLUTION

Calcul des propriétés géométriques de la section composée

Les propriétés géométriques de la cornière seule sont données sur la figure 5.55b.

$$A = 2 \times 1450 = 2900 \text{ mm}^2$$

$$I_X = 2 \times 0{,}8 \times 10^6 = 1{,}6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$r_X = 23{,}5 \text{ mm}$$

$$I_Y = (2 \times 0{,}28 \times 10^6) + 2 \times 1450 \left(14{,}8 + \frac{12}{2}\right)^2 = 1{,}815 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$r_Y = \sqrt{\frac{1{,}82 \times 10^6}{2900}} = 25$$

Vérification de l'équation (5.59)

$$\frac{a}{r_{\min}} \leq 0{,}75 \frac{KL}{r} \qquad \text{(éq. 5.59)}$$

Dans le cas présent, $r_{\min}$ est $r_{y'}$ pour la cornière seule et r est la plus critique des valeurs du rayon de giration pour la section composée (soit celle qui correspond à l'élancement le plus grand, donc r_x). Selon la figure 5.19, K=0,5 puisque le cadre est stabilisé par deux diagonales (sections composées) qui se croisent à mi-longueur.

$$\frac{625}{10{,}9} = 57{,}3 < \frac{0{,}75 \times 0{,}5 \times 5000}{23{,}5} = 0{,}75 \times 106 = 80$$

Puisque l'élancement par rapport à l'axe y - y est appelé à augmenter davantage en raison de la flexibilité des connecteurs, comme on le verra plus loin, on vérifiera à nouveau l'équation (5.59) pour cet axe de flexion.

Équations pour le calcul

L'équation qui gouverne le calcul de cette pièce à section composée est l'équation (5.61).

$$\lambda = \sqrt{\lambda_1^2 + 0{,}5\lambda_2^2} \qquad \text{(éq. 5.61)}$$

Dans cette équation,

- λ_1 est égal à la plus grande des valeurs d'élancement entre λ_f, donné par l'équation (5.60), et λ_t, donné par l'équation (5.46) ;
- λ_2 est le plus petit des élancements entre λ_f et λ_t.

$$\lambda_t = \frac{5b}{t} \qquad \text{(éq. 5.46)}$$

$$\lambda_f = \sqrt{\lambda_o^2 + \lambda_a^2} \qquad \text{(éq. 5.60)}$$

L'équation (5.60) modifie l'élancement en flexion λ_o de la pièce pour tenir compte de la flexibilité des connecteurs, lorsque la flexion est telle que ces derniers sont sollicités en cisaillement (flexion par rapport à l'axe Y - Y de la section). Ainsi,

$$\lambda_o = \frac{KL}{r_Y}$$

$$\lambda_a = \frac{a}{r}$$

La variable a est l'écartement des connecteurs (625 mm, dans le cas présent) et r est égal à r_y pour la cornière seule (axe parallèle à l'axe Y - Y de la section composée).

Calcul de l'élancement

$$\lambda_t = \frac{5b}{t} = 20 \qquad \text{(valeur calculée à l'exemple précédent)}$$

$$\lambda_a = \frac{a}{r_y} = \frac{625}{13{,}9} = 45$$

$$\lambda_o = \frac{KL}{r_Y} = \frac{0{,}5 \times 5000}{25} = 100$$

$$\lambda_f = \sqrt{\lambda_o^2 + \lambda_a^2} = \sqrt{100^2 + 45^2} = 110$$

Ainsi, $\lambda_1 = \lambda_f = 110 \qquad \lambda_2 = \lambda_t = 20$

$$\lambda = \sqrt{110^2 + 0{,}5 \times 20^2} = 111$$

On vérifie à nouveau l'équation (5.59) pour cet élancement, ce qui donne :

$$\frac{a}{r_{\min}} = 57{,}3 < 0{,}75 \times 111 = 83 \qquad \text{(éq. 5.59)}$$

Calcul de C_r

Pour le calcul de C_r, on suit les mêmes étapes que dans les exemples précédents.

Dans le cas présent, $F_o = F_y$, selon la référence [5.1]. On évalue l'élancement normalisé $\bar{\lambda}$ à l'aide de l'équation (5.41) avec $\lambda = 111$.

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 111 \sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 2{,}07$$

Sur la courbe 1 de la figure 5.22, on obtient $\bar{F} = 0{,}22$ avec $\bar{\lambda} = 2{,}07$.

$$C_r = \phi_c \, A \, \bar{F} \, F_o$$

$$C_r = 0{,}9 \times 2900 \times 0{,}22 \times 240 = 137\,808\,\text{N}$$

$$C_r = 138\,\text{kN}$$

EXEMPLE 5.7 Résistance d'une paroi raidie et d'une paroi courbe

On demande de vérifier la résistance en compression d'une paroi de 800 × 4 mm de section et de 1600 mm de longueur, que l'on considère raidir de deux façons :

a) en soudant des raidisseurs extrudés en forme de T à distances égales sur la paroi (figure 5.56 a) et,

b) en donnant à la paroi une simple courbure de 1000 mm de rayon, tout en l'appuyant sur ses bords (figure 5.56b).

La paroi et les raidisseurs sont en alliage 6061-T6.

SOLUTION

a) Panneau plat raidi

Rigidité des raidisseurs

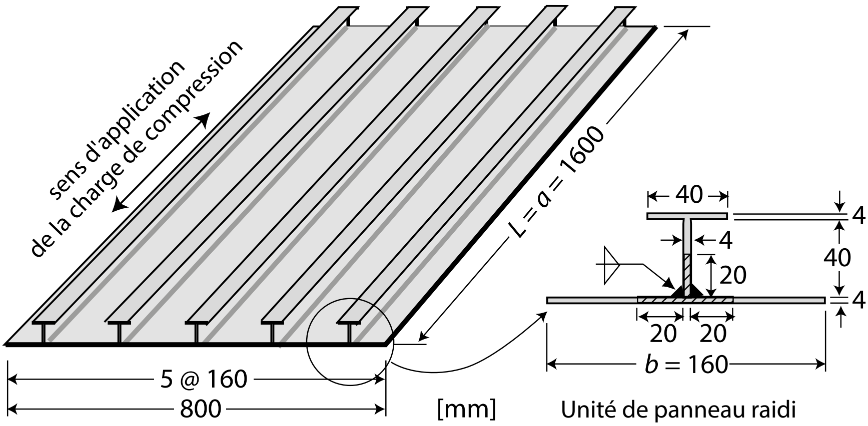
On vérifie si les raidisseurs sont suffisamment rigides pour demeurer droits sous la charge de compression et forcer la paroi à voiler entre les raidisseurs.

On utilise l'équation (5.69) pour des raidisseurs parallèle à l'axe de chargement.

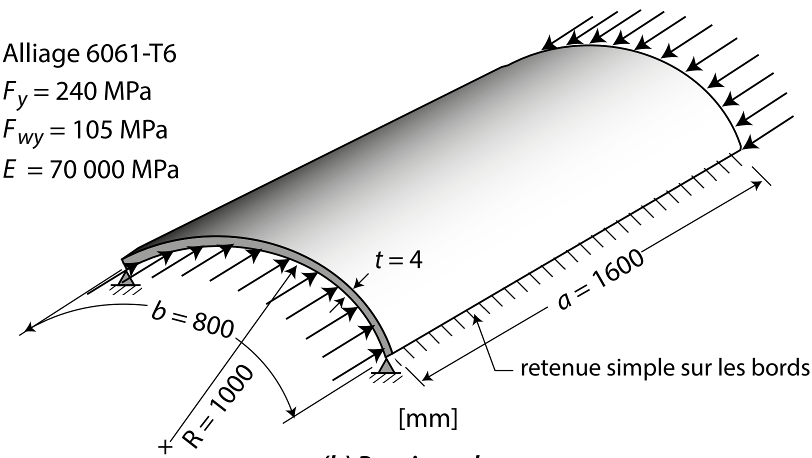
$$I_s \geq A' \left(\frac{a}{\lambda}\right)^2 \qquad \text{(éq. 5.69)}$$

$$A' = (\text{aire du raidisseur}) + bt \qquad \text{(éq. 5.70)}$$

$$A' = (40 + 40)\,4 + (160 \times 4) = 960\,\text{mm}^2$$



a) Panneau plat raidi



(b) Paroi courbe

FIGURE 5.56 Panneau plat raidi et paroi courbe de l'exemple 5.7

L'élancement λ est donné par l'équation (5.64) ou (5.65) pour des appuis simples sur le contour de la paroi de dimensions $a \times b$ (voir la figure 5.38a *ii*).

Puisque $a > b$, c'est l'équation (5.65) qu'on doit utiliser.

$$\lambda = 1{,}65\,\frac{b}{t} \qquad \text{(éq. 5.65)}$$

$$\lambda = 1{,}65 \times \frac{160}{4} = 66$$

$$I_s \geq 960\left(\frac{1600}{66}\right)^2 = 564 \times 10^3 \text{ mm}^4 \qquad \text{(éq. 5.69)}$$

Le moment d'inertie du raidisseur en forme de T est mesuré par rapport à l'axe neutre de l'unité de panneau raidi.

On cherche d'abord la position de l'axe neutre par rapport à la fibre inférieure de l'unité de panneau raidi montré sur la figure 5.56a, en négligeant, pour simplifier les calculs, de tenir compte de la réduction des épaisseurs des parois causée par la présence des soudures.

$$A = (40 + 40 + 160)\,4 = 960\ \text{mm}^2$$

$$y = \frac{(40 \times 4)\,46 + (40 \times 4)\,24 + (160 \times 4)\,2}{960} = 13\ \text{mm}$$

$$I_s = \frac{40 \times 4^3}{12} + (40 \times 4)\,33^2 + \frac{4 \times 31^3}{3} + \frac{4 \times 9^3}{3} + \frac{160 \times 4^3}{12} + 160 \times 4 \times 11^2$$

$$I_s = 293 \times 10^3\ \text{mm}^4$$

Comme cette valeur est inférieure à la valeur minimale requise (564×10^3 mm^4), la paroi voilera dans un autre mode que celui défini par l'équation (5.65) et flambera avec ses raidisseurs.

Flambement global du panneau

Il faut vérifier les équations (5.72) et (5.73), et retenir celle qui donne la valeur la moins élevée de λ.

$$\lambda = \frac{L}{r} \qquad \text{(éq. 5.72)}$$

$$\lambda = 1{,}3\,\frac{b}{r}\sqrt[4]{\frac{I}{t^3}} \qquad \text{(éq. 5.73)}$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{293 \times 10^3}{960}} = 17{,}5\ \text{mm}$$

Cette valeur représente aussi le rayon de giration de toute la paroi. De l'équation (5.72), on obtient donc :

$$\lambda = \frac{L}{r} = \frac{1600}{17{,}5} = 91{,}4$$

Le moment d'inertie I, dans l'équation (5.73), est exprimé par unité de largeur du panneau raidi.

$$I = \frac{293 \times 10^3}{160} = 1830\ \text{mm}^4/\text{mm}$$

$$\lambda = 1{,}3\,\frac{b}{r}\sqrt[4]{\frac{I}{t^3}} = 1{,}3 \times \frac{160}{17{,}5}\sqrt[4]{\frac{1830}{4^3}} = 27{,}5$$

On retient ainsi $\lambda = 27{,}5$.

Calcul de la contrainte limite F_o

Pour le calcul de F_o, il faut tenir compte de la possibilité de voilement local des parois entre les raidisseurs (équation 5.35) ainsi que de la présence de soudures longitudinales (équation 5.39). On retiendra la valeur la moins élevée de F_o.

On tient compte du voilement local des parois raidies sur les deux bords à l'aide de l'équation (5.21), dont les paramètres sont définis sur la figure 5.24b.

$$m = 1{,}25 + 0{,}4\,\frac{(a/w)}{(b/t)} = 1{,}25 + 0{,}4\,\frac{(40/4)}{(160/4)} = 1{,}35$$

$$\lambda = m\frac{b}{t} = 1{,}35 \times \frac{160}{4} = 54 \qquad \text{(éq. 5.6)}$$

$$\bar{\lambda} = 54\sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}0$$

On utilise la courbe 6 de la figure 5.23 puisqu'il s'agit d'une paroi soudée en alliage traité thermiquement (état T6) qui peut développer une résistance post-voilement.

$$\bar{F}_m = \sqrt{\bar{F}} \approx 0{,}80$$

$$F_o = \bar{F}_m F_y = 0{,}80 \times 240 = 192 \text{ MPa} \qquad \text{(éq. 5.35)}$$

Pour évaluer l'influence des soudures longitudinales, on utilise l'équation (5.39) dérivée au chapitre IV (équation 4.24). Pour le calcul de A_w, on peut se référer à la figure 4.16. La zone affectée thermiquement par le soudage est la zone ombragée sur l'unité de panneau raidi de la figure 5.56a.

$$F_o = F_m = R_m F_y = \left[1 - \frac{A_w}{A_g}\left(1 - \frac{F_{wy}}{F_y}\right)\right] F_y$$

$$\frac{A_w}{A_g} = \frac{(3 \times 20 + 4)\,4}{960} = 0{,}27$$

$$R_m = 1 - 0{,}27\left(1 - \frac{105}{240}\right) = 0{,}85$$

$$F_o = 0{,}85 \times 240 = 204 \text{ MPa}$$

La valeur de la contrainte limite calculée précédemment (F_o = 192 MPa) devrait être retenue puisqu'elle est la plus critique pour le moment. Le facteur de réduction k donné par l'équation (5.4) doit être considéré dans l'évaluation de C_r pour le panneau raidi de façon à bien tenir compte de l'effet des contraintes résiduelles.

$$k = (0{,}9 + 0{,}1\left|1 - \bar{\lambda}\right|) \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 5.4)}$$

où

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 27{,}5\sqrt{\frac{204}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}47 \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$k = (0{,}9 + 0{,}1\left|1 - 0{,}47\right|) = 0{,}95$$

$$kF_o = 0{,}95 \times 204 = 194\,\text{MPa}$$

En compte final, F_o = 192 MPa.

Calcul de $\bar{\lambda}$, de $\bar{F}$ et de la résistance ultime en compression (C_r)

L'élancement normalisé est calculé à l'aide de l'équation (5.41) avec λ = 27,5 et F_o = 192 MPa.

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 27{,}5\sqrt{\frac{192}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}46$$

Sur la courbe 2 de la figure 5.22, on obtient, avec λ = 0,46,

$$\bar{F} \approx 0{,}94$$

On utilise l'équation (5.43) pour l'évaluation de C_r.

$$C_r = \phi_c\, A\, \bar{F}\, F_o$$

$$C_r = 0{,}9\,(5 \times 960) \times 0{,}94 \times 192 = 780 \times 10^3\ \text{N}$$

$$C_r = 780\ \text{kN}$$

b) Paroi courbe

L'élancement d'une paroi courbe sollicitée de façon axiale est défini par l'équation (5.79) avec $F_o = F_y$.

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^4}} \qquad \text{(éq. 5.79)}$$

$$\lambda_1 = 1{,}65\,\frac{b}{t} \qquad \text{puisque } a = 1600 > b = 800\ \text{mm} \qquad \text{(éq. 5.65)}$$

$$\lambda_2 = 4\sqrt{\frac{R}{t}}\left(1 + 0{,}03\sqrt{\frac{R}{t}}\right) \qquad \text{(éq. 5.76)}$$

$$\lambda_1 = 1{,}65 \times \frac{800}{4} = 330$$

$$\lambda_2 = 4\sqrt{\frac{1000}{4}}\left(1 + 0{,}03\sqrt{\frac{1000}{4}}\right) = 93{,}3$$

$$\lambda = \frac{330}{\sqrt{1 + \left(\frac{330}{93{,}3}\right)^4}} = 26{,}3$$

$$\overline{\lambda} = 26{,}3\sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}49$$

Puisque la valeur de $\overline{\lambda}$ est inférieure à $\overline{\lambda}_o = 0{,}5$, la paroi ne flambe pas et peut développer sa pleine capacité plastique en compression (voir la figure 5.23). Ainsi,

$$\overline{F} = 1{,}0$$

$$C_r = \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_o \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$C_r = 0{,}9 \times (800 \times 4)\, 1{,}0 \times 240 = 691\ \text{kN}$$

RÉFÉRENCES

[5.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[5.2] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual, Part 1 – B Specification for aluminum structures,*** Washington, D.C., 2020.

[5.3] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules,*** ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007.

[5.4] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Limit states design of steel structures,*** CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[5.5] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Cold formed steel structural members,*** CSA-S136-16, Rexdale, Ontario, 2016.

[5.6] MAZZOLANI, F.M., ***Aluminium alloys structures,*** 2nd Edition, E & FN SPON, 1995.

[5.7] STRUCTURAL STABILITY RESEARCH COUNCIL, ***Guide to the stability design criteria for metal structures,*** 6th Ed., R.D. Ziemian Editor, John Wiley and Sons, 2010.

[5.8] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., ***Calcul des charpentes d'acier,*** Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794p.), Tome 2, 2010 (611p).

[5.9] MARSH, C., ***Strength ofaluminum,*** 5th Edition, Alcan Canada Products Ltd., 1983.

[5.10] KISSELL,J.R., FERRY, R.L., ***Aluminum structures - A guide to their specifications and design,*** John Wiley and Sons, Inc., N.Y., 2002.

[5.11] SHARP, M.L., ***Behavior and design ofaluminum structures,*** McGraw-Hill, Inc., 1993.

[5.12] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ***Aluminium structures Material and design - Ultimate limit state under static loading,*** ISO/TR 11069 : 1995 (E), Geneva Switzerland, 1995.

[5.13] BERNARD, A., FREY, F., J ANSS, J. MASSONNET, CH., ***Recherches sur le comportement au flambement de barres en aluminium*** (Research on the buckling behavior of aluminum columns), Report CIDA, Liège - Paris, May 1971, IABSE Mem., Vol. 33-I, Zurich, 1973.

[5.14] FAELLA, C., ***Influence of geometrical imperfections on the buckling behavior of aluminum compression bars,*** La Ricerca, May-Aug., 1976.

[5.15] BATTERMAN, R.H., JOHNSTON, B.G., ***Behavior and maximum strength of metal columns, Proceedings of the American Society of Civil Engineers,*** Journal of the Structural Division, April, 1967.

[5.16] BRUNGRABER, RJ., CLARK.,]. W., ***Strength ofwelded aluminum columns, Proceedings of the American Society of Civil Engineers,*** Journal of the Structural Division, August, 1960.

[5.17] BLEICH, F., ***Buckling strength of metal structures,*** McGraw-Hill, N.Y., 1952.

[5.18] TIMOSHENKO, S.P., GERE, J. M., ***Theory of elastic stability,*** McGraw-Hill Book Co. Inc., N.Y., 2nd Ed., 1961 (Amazon Paperback, 2009).

[5.19] EUROPEAN CONVENTION FOR CONSTRUCTIONAL STEELWORK (ECCS), ***European recommendations for aluminium alloy structures,*** Committee T2, 1978.

[5.20) CANADIAN STANDARD ASSOCIATION, ***Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[5.21] MOFFLIN, D.S., DWIGHT,J.B., ***Tests on individual aluminium plates under in-plane compression,*** University of Cambridge, Department of Engineering, Technical Report No. CVED/D-Struct/TR100, 1983.

[5.22] SHARP, M.L., ***Longitudinal stiffeners for compression members, Proceedings of the American Society of Civil Engineers,*** Journal of the Structural Division, ASCE, October, 1966.

[5.23] MARSH, C., ***Influence of lips on local and overall stability of beams and columns,*** Structural Stability Research Council, Annual Technical Session, 1990.

[5.24] MARSH, C., ***Strength of aluminum T-joint fillet welds,*** American Welding Society, Welding Research Supplement, 67 (8), 1988.

[5.25] MARSH, C., ***Single angles in tension and compression, Proceedings of the American Society of Civil Engineers,*** Journal of the Structural Division, ASCE, May, 1969.

[5.26) CLARK,J.S., ROLF, R.L., ***Design of aluminum tubular members, Proceedings of the American Society of Civil Engineers,*** Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 90, no. ST6, 1964.

[5.27] PLATEMA, FJ., ***Sandwich construction,*** John Wiley, New York, 1966.

[5.28] HELNS, C.P., ***Bending and torsional design in structural members,*** Lexington Books, Toronto, 1975.

[5.29] SALMON, C.G., JOHNSON ,J.E. ***Steel structures : design and behavior,*** 3rd Edition, Harper and Row Publishers, N.Y., 1990.

[5.30] LIN, P.H., ***Simplified design for torsional loading ofrolled steel members,*** A.I.S.C. Eng.Journal, Vol. 14, no. 3, 1977.

[5.31] GATTO, F., MAZZOLANI, F.M., MORRI, D., ***Étude expérimentale des contraintes résiduelles et des caractéristiques mécaniques dans les profilés soudés en alliages Al-Si-Mg (type 6082),*** Soudage et Techniques Connexes, juillet-août 1979.

Chapitre 6

PIÈCES EN FLEXION SIMPLE ET EN FLEXION COMPOSÉE

6.1 INTRODUCTION

La poutre est une des pièces que l'on trouve le plus fréquemment dans les charpentes. Sa fonction principale est de recevoir les charges de gravité et de les transmettre aux appuis. Pour remplir cette fonction, la poutre doit résister à des contraintes normales de traction et de compression, et à des contraintes de cisaillement dues à l'effort tranchant et, à l'occasion, à la torsion.

Les ailes de la poutre résistent au couple de flexion selon les deux modes de sollicitation étudiés dans les chapitres précédents : la traction (chapitre 4), pour laquelle la présence de trous de boulons ou de soudures est prise en compte, et la compression (chapitre 5), pour laquelle le voilement local des plaques et la présence de soudures sont pris en compte. Le cisaillement est essentiellement repris par l'âme de la section. Il sera étudié dans le présent chapitre.

Pour ce qui est de la torsion qui induit essentiellement des contraintes de cisaillement et de flexion dans les poutres, le concepteur a comme objectif de chercher à l'éviter, dans la mesure du possible. Si les charges sont perpendiculaires à l'axe longitudinal de la poutre (axe z - z) et si le plan de chargement de la poutre (plan yz) passe par le centre de torsion de la section, la poutre n'est soumise qu'à un effort tranchant et à un moment fléchissant (cas usuel, illustré sur la figure 6.1a). Dans ce cas, les charges ne produisent pas de couple de torsion dans la poutre. Toutefois, cette condition n'empêche par le déversement de la poutre, qui est un mode où la flexion se combine à la torsion, comme on le verra plus loin. Le déversement est à la poutre ce que le flambement est au poteau.

Généralement, le concepteur choisit comme poutre une section telle que la poutre est fléchie par rapport à son axe fort (axe x - x) et telle que le plan de chargement est un plan de symétrie de la section (flexion symétrique ; figure 6.1a). Dans ce cas, le plan de chargement (yz) passe par le centre de torsion de la section puisque ce dernier se situe sur l'axe de symétrie de la section (axe y - y). Seule la flexion symétrique est considérée dans ce chapitre.

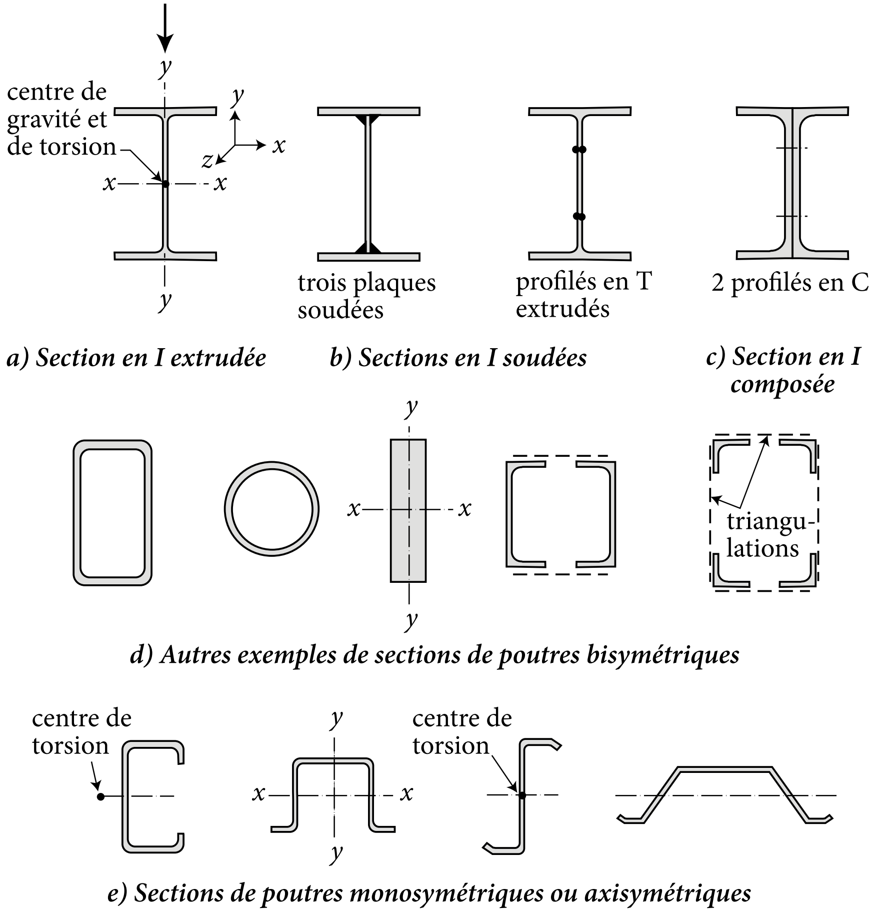


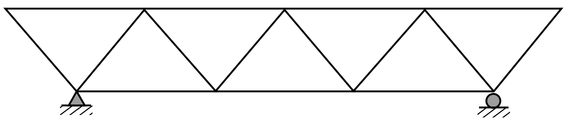
FIGURE 6.1 Exemples de section de profilés d'aluminium utilisés pour résister aux efforts de flexion

Dans les charpentes, comme poutres, on utilise surtout des profilés en I extrudés, soudés ou composés, tel qu'illustré sur les figures 6.1a, b et c, ou encore des treillis constitués de pièces travaillant en traction et en compression (figure 6.2a). La figure 6.1d présente d'autres types de sections bisymétriques couramment utilisées pour résister à la flexion. Le concepteur est parfois contraint d'utiliser, comme poutres, des sections axisymétriques ou monosymétriques fléchies ou non par rapport à l'axe de symétrie. Quelques exemples sont illustrés sur la figure 6.1e.

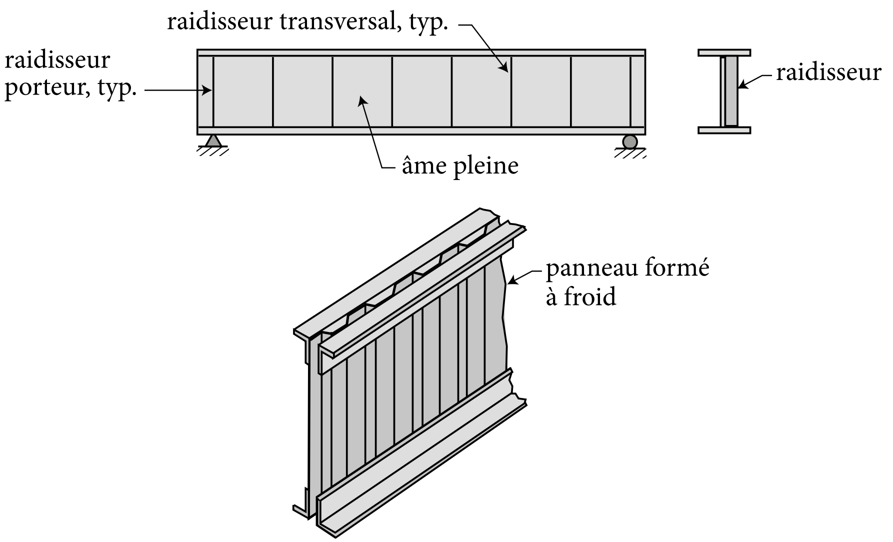
Lorsque les portées sont très grandes, on utilise parfois des poutres assemblées avec âme raidies, comme solution alternative à l'utilisation de treillis. Ces poutres sont boulonnées, rivetées ou soudées, ou assemblées en utilisant des combinaisons de ces modes d'assemblage. Des exemples de poutres assemblées sont illustrés sur la figure 6.2b. On présentera, dans ce chapitre, quelques règles pour le dimensionnement de l'âme des poutres assemblées.

Les profilés d'aluminium sont parfois utilisés pour développer une action mixte avec la dalle de béton dans les ponts routiers (figure 6.2c). Une courte section traitera de ce sujet.

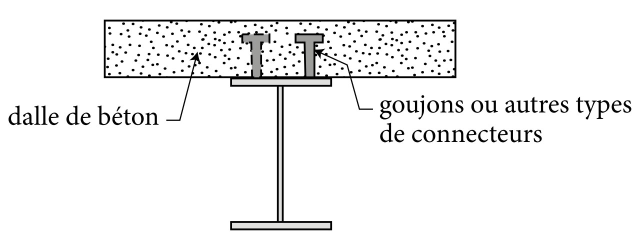
Parfois, un effort axial de traction ou de compression accompagne l'effort de flexion qui sollicite les poutres. L'effort de traction a pour effet de stabiliser la portion comprimée de la poutre et de contraindre davantage la portion tendue. L'effort de compression a un effet inverse, mais nettement plus négatif puisqu'il contribue à déstabiliser la pièce fléchie.



a) Treillis



b) Poutres assemblées



c) Poutre composite

FIGURE 6.2 Autres types de poutres d'aluminium

L'effort de compression est généralement faible et il est négligé dans le calcul des poutres. Par contre, il est très important dans les poteaux qui doivent résister à des efforts de flexion transmis par les assemblages situés à leurs extrémités ou provenant de charges transversales qui leur sont imposées. Les poteaux sont alors appelés poteaux-poutres puisqu'ils travaillent à la fois comme poutre et comme poteau pour résister aux charges qui les sollicitent. Les poteaux-poutres sont beaucoup moins fréquents dans les charpentes d'aluminium que dans les charpentes d'acier puisque les assemblages rigides sont moins souvent utilisés. Les moments fléchissants aux extrémités de la pièce sont parfois causés par les excentricités. Des sections de ce chapitre sont consacrées au calcul des pièces en flexion composée, où la flexion cohabite avec des efforts de traction ou de compression considérés relativement importants.

Le calcul des pièces sollicitées en flexion-compression est relativement complexe puisqu'il doit tenir compte de tous les états limites des pièces comprimées et des pièces fléchies : plastification de la section, voilement des parois, rupture sur la section nette, flambement en flexion et déversement (flexion-torsion).

Les principaux états limites d'utilisation des poutres concernent les flèches et les vibrations. Pour le calcul de ces effets, il faut consulter la section 3.7.

6.2 RÉSISTANCE DES SECTIONS FLÉCHIES

6.2.1 Comportement général de la section

Les poutres dont l'aile comprimée est retenue transversalement sur toute sa longueur, ne peuvent déverser. Les états limites de ces poutres se réduisent donc à ceux qui concernent la section : plastification ou rupture sur la section nette pour l'aile en traction ; plastification ou voilement pour l'aile en compression[6.1]. Le cisaillement est considéré séparément.

Si on exclut la possibilité de voilement des éléments comprimés de la section fléchie, les deux principaux états limites considérés sont celui qui correspond à l'apparition de la limite élastique dans les fibres extrêmes de la section, et celui qui correspond à la plastification totale de la section. Dans le premier cas, la contrainte est définie par l'équation fondamentale suivante où S est le module élastique de la section en mm^3 :

$$F_y = \frac{M_y}{S} \tag{6.1}$$

Dans le deuxième cas, si on considère un comportement élasto-plastique parfait, comme c'est le cas pour l'acier structural d'usage courant, la contrainte de flexion demeure égale à F_y et est définie par la relation suivante dans laquelle Z est le *module de section plastique* :

$$F_y = \frac{M_p}{Z} \tag{6.2}$$

La figure 6.3b présente la courbe contrainte-déformation considérée pour obtenir les diagrammes de contrainte illustrés sur la figure 6.3a pour la flexion d'une section d'acier.

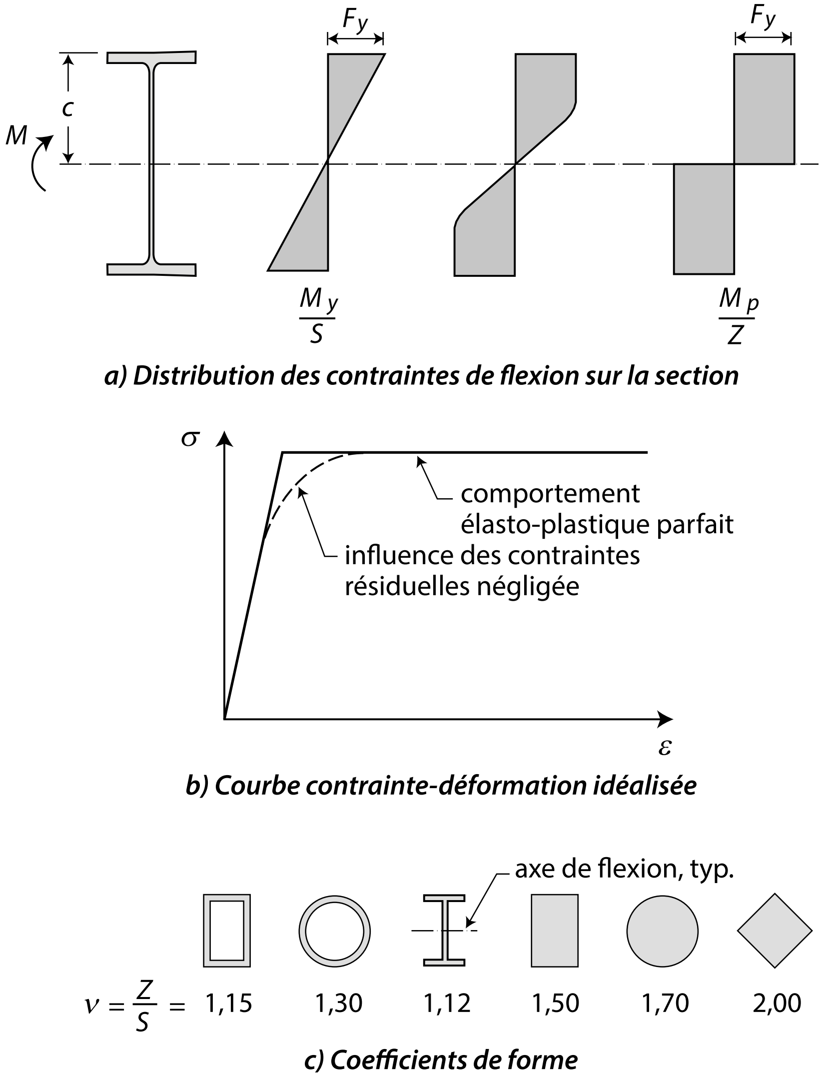


FIGURE 6.3 Définition du coefficient de forme des sections d'acier

Il existe donc une réserve de capacité non négligeable entre M_p et M_y laquelle est mesurée par ce qu'il est convenu d'appeler le coefficient de forme (**ν**) défini par l'équation suivante :

$$\nu = \frac{Z}{S} \tag{6.3}$$

Des valeurs représentatives du coefficient de forme sont données sur la figure 6.3. On remarque que plus la matière est concentrée dans les ailes, plus $\boldsymbol{\nu}$ approche de 1,0 et que plus la matière est concentrée autour de l'axe neutre, plus $\boldsymbol{\nu}$ est élevé. La limite théorique supérieure est de l'ordre de 2,0 et correspond à celle qui est obtenue pour un losange sollicité en flexion. Le coefficient de forme, à première vue, ne semble être fonction que de la géométrie de la section. Ce n'est pas tout à fait le cas pour l'aluminium.

Il existe une différence fondamentale entre l'acier et l'aluminium en ce qui a trait à la relation contrainte-déformation. Comme on l'a démontré sur les figures 2.30 et 2.31, les alliages d'aluminium ont une courbe caractéristique telle que le plateau élastique n'est pas aussi clairement défini que pour l'acier. En conséquence, le coefficient de forme est appelé à varier non seulement en fonction de la géométrie de la section, mais aussi en fonction de la forme de la relation $\sigma - \varepsilon$, tel que démontré sur la figure 6.4[6.2].

Les coefficients de forme ($\boldsymbol{\nu}$) obtenus en considérant F_y ou F_u sont toujours inférieurs à ceux qui sont obtenus avec F_y correspondant à une courbe $\sigma - \varepsilon$ élasto-plastique parfaite, tel que démontré sur la figure 6.4c. Ceux qui correspondent à F_u s'approchent davantage des valeurs limites. Puisqu'il est plus pratique d'évaluer $\boldsymbol{\nu}$ sur la base d'une distribution élasto-plastique parfaite (ν_p), comme pour l'acier, des équations ont été dérivées pour obtenir les valeurs correspondantes pour l'aluminium, en considérant une relation σ–ε représentative de toutes les nuances possibles pour l'aluminium[6.2] :

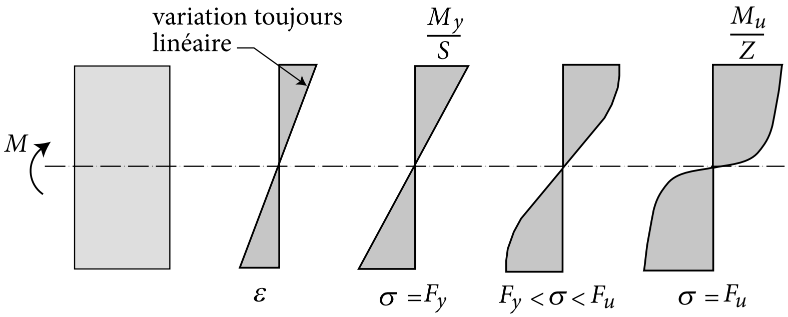
Si on considère F_y,

$$\nu_y = 0{,}4 + 0{,}6\,\nu_p \tag{6.4}$$

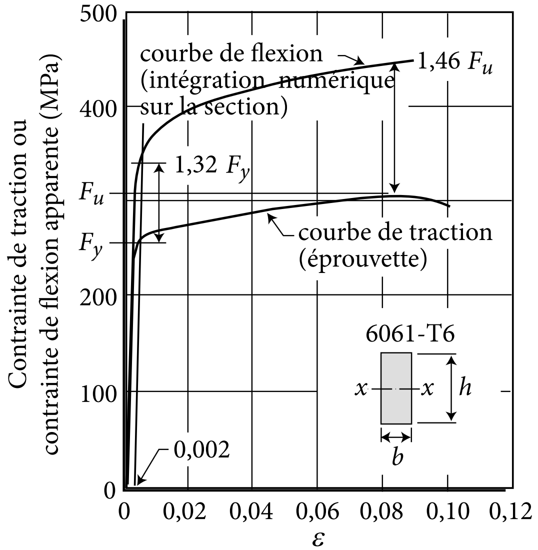
Si on considère F_u,

$$\nu_u = 0{,}2 + 0{,}8\,\nu_p \tag{6.5}$$

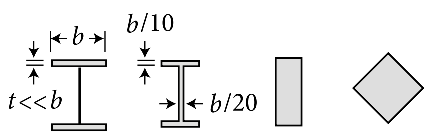
Pour le calcul de la *résistance ultime* des poutres fléchies, on peut utiliser les valeurs de ν_y et ν_u pour pondérer des contraintes obtenues d'une analyse élastique (équation 6.1)[6.3, 6.4]. La norme américaine de calcul des charpentes d'aluminium utilise cette approche pour un calcul *précis* de la résistance en flexion de diverses sections de géométrie et de nuance d'aluminium différentes[6.4, 6.5]. Les coefficients de forme sont directement inclus dans les équations de calcul sans, pour le moins, être identifiés comme tels.



a) Distribution des contraintes de flexion sur la section



b) Courbes contrainte-déformation pour la traction et la flexion



6063-T6 Limite élastique :	1,00	1,13	1,32	1,62	(ν_y)
6063-T6 Résistance ultime :	1,00	1,14	1,46	1,72	(ν_u)
Acier, élasto-plastique :	1,00	1,15	1,50	2,00	(ν_p)

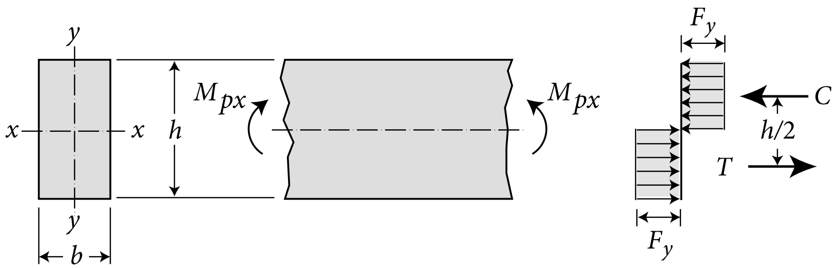
c) Coefficients de forme pour la flexion (ν)

FIGURE 6.4 Définition du coefficient de forme des sections aluminium

La norme canadienne[6.1] a choisi la voie de la simplification en recommandant l'utilisation des équations (6.1) et (6.2), selon la classe des sections, et en basant le calcul de M_p, donc de $\nu = \nu_p$ sur une distribution élasto-plastique des contraintes.

Cette approche permet une généralisation maximale des calculs, comme on le verra dans ce qui suit. L'imprécision induite est minimale dans les cas pratiques, comme on peut le constater en comparant les valeurs de ν_u et de ν_p pour les profilés en I et le profilé rectangulaire de la figure 6.4c.

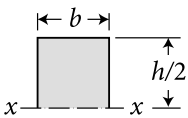
Il peut être utile, à cette étape-ci, de définir le module de section plastique (Z). Il est égal à deux fois le moment statique (Q) de l'aire de la demi-section par rapport à l'axe de flexion considéré. Deux exemples de calcul sont donnés sur la figure 6.5.



$$C = T = \frac{bh}{2} F_y \qquad M_{px} = C\,\frac{h}{2} = \frac{bh^2}{4} F_y = Z_x F_y$$

$$Z_x = \frac{bh^2}{4}$$

$$\boxed{Z_x = 2\,Q_x}$$

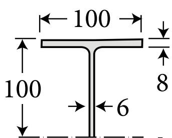


$$Q_x = \left(\frac{bh}{2}\right)\left(\frac{h}{4}\right) = \frac{bh^2}{8}$$

$$S_x = \frac{I_x}{h/2} = \frac{bh^3}{12} \bullet \frac{2}{h} = \frac{bh^2}{6}$$

$$\nu = \frac{Z_x}{S_x} = 1{,}5$$

a) Section rectangulaire



[mm]
(demi-section)

$$Q_x = (100 \text{ x } 8)\ 96 + (92 \text{ x } 6)\frac{92}{2} = 102 \text{ x } 10^3 \text{ mm}^3$$

$$Z_x = 2\,Q_x = 204 \text{ x } 10^3 \text{ mm}^3$$

or, $S_x = 179 \text{ x } 10^3 \text{ mm}^3$ (incluant les congés)

$$\nu = \frac{204}{179} = 1{,}14$$

b) Section en I (congés négligés dans le calcul de Z_x)

FIGURE 6.5 Exemple de calcul du module plastique et du coefficient de forme

6.2.2 Classification des pièces fléchies

Un des états limites des sections fléchies est le voilement de l'aile comprimée. La résistance en flexion d'une section en I, fléchie par rapport à son axe fort, par exemple, peut être limitée par le voilement de l'aile sollicitée en compression, si cette dernière est trop élancée. À l'opposé, la section peut développer (M_p) avant que ne se produise le voilement de l'aile comprimée, si la section est compacte et non soudée, c'est-à-dire si l'élancement de l'aile est assez faible pour permettre d'atteindre ce niveau de chargement. Il convient de noter que la notion de moment plastique perd un peu de son sens en présence de soudures. Elle est toutefois utilisée ici pour fins de discussion.

La référence [6.1] reconnaît, par convention, trois classes de sections, en fonction principalement de l'*élancement de l'aile comprimée*. L'élancement de l'âme est une autre considération, comme on le verra plus loin. La figure 6.6 résume la situation.

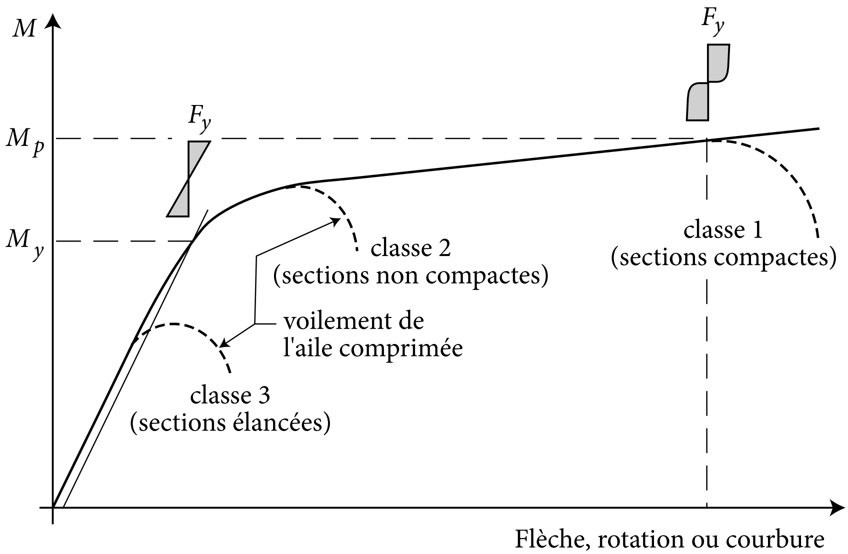


FIGURE 6.6 Rupture par voilement d'une section fléchie

Lorsque la section peut développer le moment plastique (M_p) avant le voilement de l'aile en compression et de l'âme, la section est considérée compacte et de classe 1. Elle est alors capable de subir de grandes déformations (ε) avant de voiler. Cette condition correspond à un élancement normalisé $\bar{\lambda}$ inférieur ou égal à 0,3 *pour la section*. Il s'agit, en fait, de la condition pour laquelle $\bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_o = 0{,}3$ sur la figure 5.22. Ainsi, selon l'équations (5.6), exprimée en fonction de m, et l'équation (5.8),

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = m\,\frac{b}{t} \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} \leq 0{,}3$$

En réarrangeant les termes et en considérant $E = 70\ 000$ MPa on obtient :

$$\frac{b}{t} \leq \frac{250}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(classe 1)} \tag{6.6}$$

Par exemple, pour un segment d'aile retenu sur un seul de ses bords, telles les ailes d'une section en I, une valeur caractéristique de l'élancement $\lambda = m\, b/t$, donné par l'équation (5.24), est 3,5 b/t (voir la figure 5.28)[6.6]. Ainsi,

$$\frac{b}{t} \leq \frac{72}{\sqrt{F_y}} \tag{6.7}$$

Cette valeur se compare à celle qui est recommandée dans la référence [6.7]. Il convient toutefois de noter que les équations (6.6) à (6.9), exprimées en fonction de b, t et m, ne s'appliquent qu'aux cas où l'élancement est exprimé en fonction de m, comme dans les sections 5.5.4 et 5.5.5. Ce n'est pas le cas, par exemple, des élancements des parois avec bords raidis (section 5.5.6). Il est donc plus approprié de considérer les limites données par les équations (6.10) à (6.12) comme étant les limites d'élancement d'application plus générale.

Les sections de classe 1 *doivent être symétriques par rapport à l'axe de flexion* et doivent être supportées transversalement, de façon à ne pas déverser.

Les sections de classe 2 sont celles qui peuvent atteindre le moment élastique (M_y) avant le voilement de l'aile en compression. Cette condition correspond à un élancement normalisé $\bar{\lambda}$ inférieur ou égal à $\bar{\lambda}_o = 0{,}5$ pour l'aile comprimée, sur la figure 5.23. Ainsi,

$$\frac{b}{t} \leq \frac{420}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(classe 2)} \tag{6.8}$$

Les sections de classe 2 ne peuvent subir de grandes déformations puisque la réduction du module tangent (E_t) au-delà de la limite élastique provoque le voilement de l'aile. Ces sections sont dites non compactes.

Les sections de classe 3 sont celles dont l'aile en compression voile avant que la section ne puisse développer M_y (figure 6.6). Ce sont les sections élancées avec ou sans résistance post-voilement pour lesquelles l'élancement normalisé $\bar{\lambda}$ est supérieur à 0,5 (voir la figure 5.23).

$$\frac{b}{t} > \frac{420}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(classe 3)} \tag{6.9}$$

Les sections triangulées (figure 5.35), dont le *flambement des pièces principales* contrôle la résistance de la membrure, sont considérées comme sections de classe 3 [6.1].

En résumé, donc,

- Pour les sections de classe 1,

$$\bar{\lambda} \leq 0{,}3 \tag{6.10}$$

- Pour les sections de classe 2,

$$\bar{\lambda} \leq 0{,}5 \tag{6.11}$$

- Pour les sections de classe 3,

$$\bar{\lambda} > 0{,}5 \tag{6.12}$$

La norme européenne[6.8] reconnaît quatre classes de sections fléchies, qui sont essentiellement les mêmes que celles de la norme canadienne de calcul des charpentes d'acier[6.9, 6.10] : les sections plastiques (classe 1) qui peuvent développer M_p et permettent de grandes rotations ; les sections compactes (classe 2) qui développent M_p avant le voilement de l'aile comprimée ; les sections non compactes (classe 3) dont la résistance est limitée à M_y et, enfin, les sections élancées (classe 4) dont le mode de rupture est le voilement des parois.

Il est plus logique, comme le fait la référence [6.8], de considérer l'élancement de toutes les parois comprimées de la section pour le classement de celle-ci. L'âme d'une poutre profonde peut apporter une contribution significative à la résistance en flexion de la poutre et il est important de tenir compte de sa résistance au voilement dans le classement de la poutre. C'est certainement le cas des poutres utilisées dans les ponts. Il est donc possible que la prochaine édition du code canadien des ponts[6.37] adopte une approche calquée sur celle de la référence [6.8]. Ainsi, les ailes et les âmes de classe 3 des poutres assemblées auront des épaisseurs réduites pour tenir compte du voilement des parois (voir la section 5.5.3) et de la présence de soudures transversales et longitudinales (voir la figure 5.5b et la section 4.4.5). Les propriétés de la section sont ainsi modifiées et peuvent nécessiter un calcul itératif pour l'évaluation du positionnement de l'axe neutre. Un outil de calcul itératif et très convivial est disponible sur le site web d'aluQuébec (www.aluquebec.com/alu-compétences) pour le calcul de la résistance en flexion des poutres assemblées.

Des exemples de calcul de la classe des sections sont présentés à la section 6.11.

6.2.3 Résistance de la section

La résistance de la section, rappelons-le, réfère à la résistance d'une poutre dont l*e déversement est empêché* au moyen de supports latéraux disposés le long de l'aile comprimée de la poutre, de façon continue ou non continue.

La résistance pondérée en flexion d'une poutre est contrôlée par les contraintes de compression ou les contraintes de traction, comme on l'a mentionné au début de la section 6.2.1. Il faut donc vérifier deux états limites indépendants l'un de l'autre, pour chacune des classes de section[6.6].

Pour les sections de classe 1, la résistance pondérée en flexion (M_r) est la plus petite des deux valeurs suivantes :

$$M_r = \phi_y \, Z \, F_y \tag{6.13}$$

$$M_r = \phi_u \, Z_n \, F_u \tag{6.14}$$

Dans ces équations, $\phi_y = 0{,}9$, $\phi_u = 0{,}75$, Z est le module plastique défini plus haut et Z_n est le module plastique net de la section, pour les assemblages boulonnés. On utilise l'équation (4.14) pour le calcul de Z_n :

$$Z_n = Z - \Sigma (d_o \, t)_i \, y_i \tag{6.15}$$

Dans cette expression, $d_o \, t$ est l'aire d'un trou de boulon situé à une distance y de l'axe neutre de la section. La référence [6.1] suggère de ne pas déduire l'aire des trous de boulons dans la zone en compression et de négliger le changement de position de l'axe neutre de la section dû à la présence de trous pour le calcul de Z_n ou de S_n (équation 4.14 appliquée à la flexion élastique).

De plus, il faut tenir compte de la présence de soudures longitudinales dans le calcul du module de section (Z ou S), en utilisant l'une ou l'autre des équations (4.20) à (4.22).

Si la poutre comporte des soudures transversales à ses extrémités ou le long de la pièce, il faut aussi en tenir compte selon les indications fournies à la section 4.4.5, la section 4.5 (équation 4.30), ainsi qu'à la section 5.6.1.

Pour les sections de classe 2, la résistance pondérée en flexion est la plus petite des valeurs suivantes :

$$M_r = \phi_y \, S \, F_y \tag{6.16}$$

$$M_r = \phi_u \, S_n \, F_u \tag{6.17}$$

Chacun des termes de ces équations a été défini plus haut. Pour des raisons pratiques, il convient toutefois de rappeler l'équation (4.14), appliquée à la flexion élastique :

$$S_n = S - \Sigma (d_o \, t)_i \, y_i \tag{6.18}$$

Enfin, pour les sections de classe 3, la résistance pondérée en flexion est la plus petite des valeurs suivantes :

- Pour les ailes supportées sur un bord seulement,

$$M_r = \phi_y \, S \, \overline{F} \, F_y \tag{6.19}$$

- Pour les ailes retenues sur les deux bords,

$$M_r = \phi_y S_m F_y = \phi_y S \sqrt{\overline{F}} F_y \tag{6.20}$$

Il est aussi recommandé de vérifier l'équation (6.17) pour la traction sur la section nette. Voir aussi la discussion à la fin de la section 6.2.2.

Les équations (6.19) et (6.20) sont deux équations de flambement impliquant l'aile en compression. La contrainte normalisée $\overline{F}$ est évaluée à l'aide de l'équation (5.10) ou est obtenue directement de la figure 5.23 pour la valeur de $\overline{\lambda}$ caractérisant l'aile comprimée (section 5.5.5). Le module de section effectif S_m est évalué en considérant l'épaisseur effective t_m obtenue de l'équation (5.16) pour les ailes qui sont susceptibles d'offrir une résistance post-voilement (les sections tubulaires, par exemple).

Des exemples de calcul sont présentés à la section 6.11.

6.3 RÉSISTANCE DES PIÈCES FLÉCHIES

6.3.1 Résistance au déversement

On a admis, jusqu'à maintenant, que les divers modes de rupture en flexion ne faisaient intervenir que des phénomènes se produisant sur la section : voilement de l'aile comprimée, plastification totale de la section et rupture sur la section nette de l'aile en traction. Ce sont effectivement les modes de rupture des poutres qui ne peuvent pas déverser. Le déversement peut être évité si l'aile en compression est supportée latéralement, c'est-à-dire s'il y a des supports latéraux suffisamment rigides et suffisamment rapprochés pour s'opposer à la déformation latérale de la poutre.

Si la longueur libre de l'aile en compression, entre deux supports latéraux, devient trop grande, la résistance ultime peut être limitée par le déversement de la poutre (phénomène d'instabilité globale ; figure 6.7).

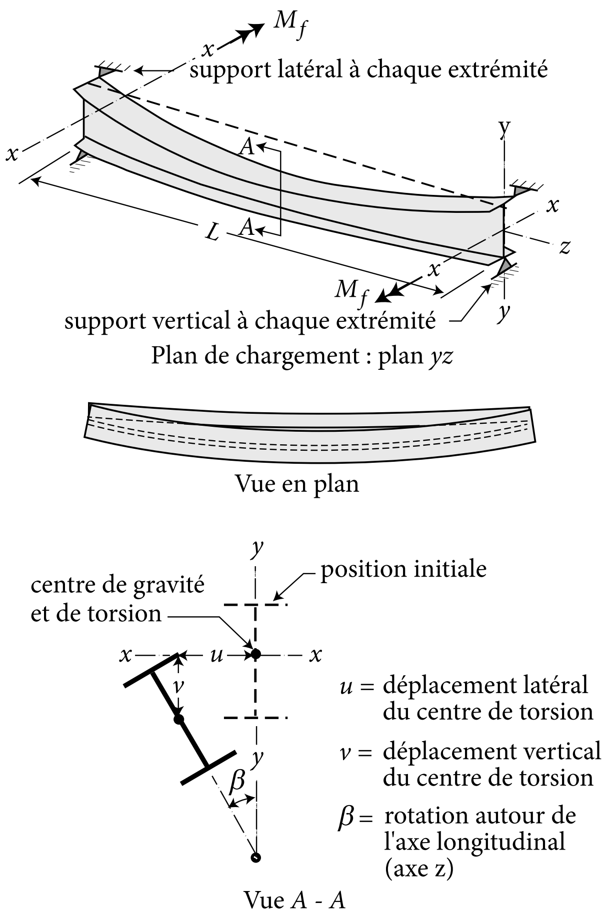


FIGURE 6.7 Déversement d'une poutre en I

Le déversement d'une poutre est caractérisé par une déformation latérale de l'aile en compression et par une rotation de la section par rapport à l'axe longitudinal de la poutre (axe *z*). La résistance au déversement dépend donc de la rigidité en flexion latérale (EI_y) et de la rigidité en torsion de la section (voir la section 5.11). Les sections sujettes au déversement sont celles dont le moment d'inertie par rapport à l'axe *y-y* est petit, comparé au moment d'inertie par rapport à l'axe *x-x*, et dont la résistance en torsion est relativement faible, comme c'est le cas pour les sections en **I** fléchies par rapport à l'axe fort.

Les profilés en **I** et les profilés rectangulaires profonds fléchis selon leur axe faible, les profilés tubulaires carrés et circulaires, de même que la plupart des profilés tubulaires rectangulaires, ne déversent pas. Ces sections sont illustrées sur la figure 6.8.

Le comportement d'une poutre qui déverse est analogue à celui d'un poteau qui flambe : la résistance ultime dépend de la longueur (*L*) entre les supports latéraux et le déversement peut se produire à n'importe quelle étape du chargement (déversement élastique ou inélastique). Comme pour les poteaux, on peut classer les poutres selon la longueur entre les points de retenue : poutres courtes, poutres intermédiaires, poutres élancées. Les poutres courtes sont celles dont la distance entre les supports latéraux est telle que la rupture par voilement ou plastification totale de la section survient avant le déversement ou simultanément. Le mode de rupture des poutres élancées est le déversement élastique. Malgré la présence de contraintes résiduelles, aucune fibre de la section n'a atteint la limite élastique lorsque se produit le déversement. Par contre, pour les poutres de longueur intermédiaire, une partie de la section s'est plastifiée lorsque survient la rupture par instabilité (déversement inélastique).

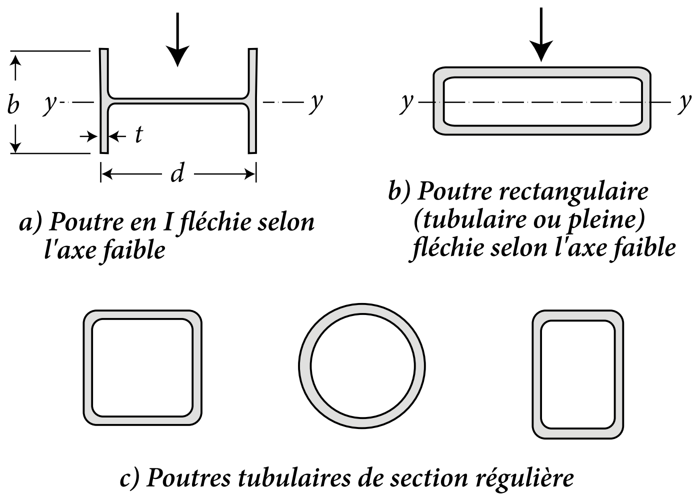


FIGURE 6.8 Exemples de sections de poutres non sujettes au déversement

Du point de vue pratique, il y a toutefois une différence importante entre le flambement d'un poteau et le déversement d'une poutre. Le flambement est le mode de rupture principal des poteaux. En effet, il est plutôt rare que le poteau soit assez court pour atteindre sa capacité plastique ($C_y = AF_y$) Le déversement n'est pas le mode de rupture principal des poutres, du moins lorsque la construction de la charpente est complétée. Pour les poutres, le problème du déversement se pose surtout pendant la construction, lorsque les conditions de support latéral sont minimales.

La résistance pondérée des pièces fléchies de classe 1, 2 ou 3, entièrement ou partiellement libres de déverser entre les supports latéraux, est évaluée à l'aide de l'équation suivante, dans laquelle $\phi_y = 0{,}9$, S_x est le module de section pour la flexion par rapport à l'axe fort (axe x-x), F_o est la contrainte limite définie à la section 5.6.1 et $\overline{F}$ est la contrainte de flambement normalisée définie par l'équation (5.10) ou obtenue directement de la figure 5.22, lorsqu'on connaît la valeur de l'élancement normalisé ($\bar{\lambda}$) pour le cas considéré :

$$M_r = \phi_y S_x \bar{F} F_o \tag{6.21}$$

On constate que le mode de flambement, dans le cas présent, affecte la pièce dans son ensemble et non seulement l'aile comprimée (voilement; figure 5.23). On constate de plus que, pour des raisons de simplification, la module de section élastique (S_x) est utilisé dans l'équation (6.21) pour toutes les classes de section, ce qui est sécuritaire pour les sections de classe 1. En principe, il n'est pas interdit d'utiliser Z_x au lieu de S_x pour les sections de classe 1 lorsqu'un surplus de résistance est requis.

Quoi qu'il en soit, une étude récente et non publiée semble démontrer que l'équation (6.21) de la norme canadienne est trop sécuritaire comparée aux équations équivalentes prescrites par la norme européenne [référence 6.8] et la norme américaine [référence 6.4] pour les poutres fléchies libres de déverser. On verra à l'exemple de calcul 6.2 de la section [6.11] qu'il est possible que ce soit l'équation (6.30) qui soit finalement responsable du conservatisme observé. Des précisions ou des correctifs devraient être apportés dans la prochaine édition de la référence [6.1].

Par analogie avec l'équation (5.43) qui permet d'évaluer la résistance pondérée d'une pièce sollicitée en compression (C_r), on définit M_o comme étant égal à $S_x F_o$ et le moment critique de déversement (M_c) comme étant égal à $\bar{F} M_o$, Ainsi,

$$M_r = \phi_y M_c = \phi_y \bar{F} M_o = \phi_y S_x \bar{F} F_o$$

Il ne reste qu'à dériver des valeurs caractéristiques de l'élancement normalisé ($\bar{\lambda}$) pour différents types de sections et différentes conditions de retenue pour évaluer la résistance pondérée au déversement (M_r).

Selon l'équation (5.40), $\bar{\lambda} = \sqrt{F_o / \sigma_E} = \lambda \sqrt{F_o / \pi^2 E}$ où σ_E est la contrainte élastique d'Euler. Pour la flexion, ceci équivaut à calculer $\bar{\lambda} = \sqrt{M_o / M_e}$ où M_e est le moment critique de déversement élastique. Ce moment ne sera pas évalué directement dans les sections 6.3.2 à 6.3.4. Pour chacun des cas considérés, on dérivera plutôt les valeurs d'élancement (λ) à utiliser dans l'équation (5.41) pour le calcul de $\bar{\lambda}\left(\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{F_o / \pi^2 E}\right)$. Cette façon de faire est équivalente à celle qui consiste à calculer M_e et à utiliser $\bar{\lambda} = \sqrt{M_o / M_e}$ pour le calcul de l'élancement normalisé. Dans la section 6.4, où seront étudiés des cas spéciaux, on utilisera plutôt cette deuxième approche.

6.3.2 Poutres dont l'aile en traction est retenue latéralement

Il arrive parfois que l'aile en traction d'une poutre fléchie soit la seule retenue latéralement. C'est le cas de la poutre continue sur plusieurs appuis, montrée à la figure 6.9, par exemple. Cette condition de retenue est certes moins efficace pour le déversement que celle où la poutre est retenue latéralement le long de l'aile en compression, mais est beaucoup moins critique que celle où la poutre n'est supportée transversalement qu'au droit des appuis verticaux.

Les poutres dont l'aile en traction est retenue transversalement peuvent déverser en tournant autour du point de retenue, plutôt qu'autour du centre de rotation, comme sur la figure 6.7. Dans cette condition, les contributions à la résistance faites par la rigidité en flexion latérale et la rigidité en torsion sont indépendantes et la contrainte critique est la somme des contributions individuelles des deux composantes[6.11]. Exprimée en termes d'élancement, l'équation pour le calcul de la contrainte critique est l'équation suivante, dans laquelle λ est l'élancement effectif, $\lambda_f = L/r_y$ est l'élancement correspondant à la flexion latérale et λ_t est l'élancement pour la torsion :

$$\frac{1}{\lambda^2} = \frac{1}{\lambda_f^2} + \frac{1}{\lambda_t^2} \tag{6.22}$$

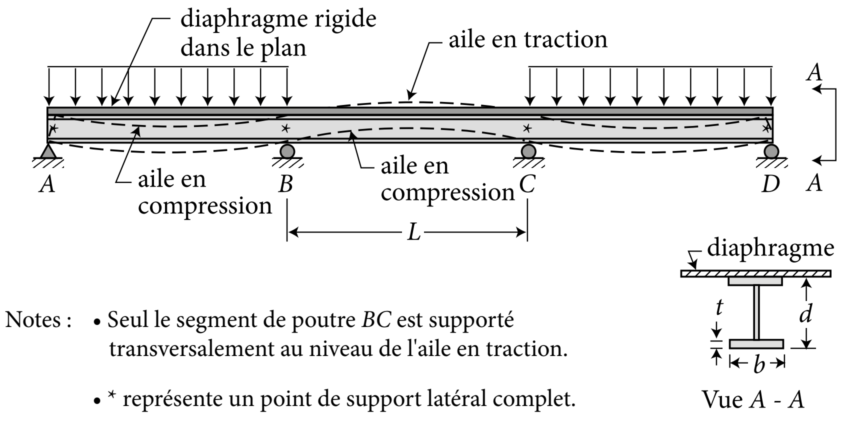


FIGURE 6.9 Poutre fléchie dont l'aile en traction est seule retenue latéralement

L'expression la plus générale obtenue pour λ est la suivante :

$$\lambda = \sqrt{\frac{S_x\, d}{0{,}04\, J + \dfrac{C_w}{L^2}}} \tag{6.23}$$

Dans cette équation, L est la longueur de la poutre mesurée entre deux points de support latéral *complet*, S_x est le module de section pour la flexion par rapport à l'axe fort, d est la profondeur de la section, J est la constante de torsion de Saint-Venant et C_w est la constante de gauchissement (voir la section 5.11).

Une équation plus simple et généralement plus sécuritaire peut être obtenue pour *les sections en I, les sections en C et les poutres en I assemblées* (poutres avec âme raidie ; voir la section 6.4). Il suffit de remplacer λ_f dans l'équation (6.22) par la valeur donnée plus haut (L/r_y), de considérer $\lambda_t = 5d/t$, $r_y \approx 0{,}3b$ et de réarranger les termes pour obtenir :

$$\lambda = \frac{\dfrac{L}{r_y}}{\sqrt{1 + 0{,}5\left(\dfrac{Lt}{bd}\right)^2}} \tag{6.24}$$

La valeur de λ_t utilisée dans la dérivée de l'équation (6.24) a été obtenue en faisant égaler la contrainte critique de flambement en torsion pure (Saint-Venant) pour une rotation autour de l'aile en traction d'un profilé en I $F_e = GJ/I_p$ à la contrainte critique de flambement élastique ($\pi^2\ E/\lambda^2_t$), et en utilisant les approximations suivantes pour la constante de torsion de Saint-Venant ($J \approx bt^3$) et le moment d'inertie polaire($I_p \approx btd^3$) [6.6]. La valeur de J est approximativement égale à trois fois celle d'une aile de la poutre, la valeur de I_p ne comprend que la contribution de l'aile en compression et $G = E/2\,(1 + 0{,}33)$. Pour les sections en I bisymétriques, le rayon de giration par rapport à l'axe faible (r_y) est égal au rayon de giration de l'aile en compression plus 1/6 de l'âme.

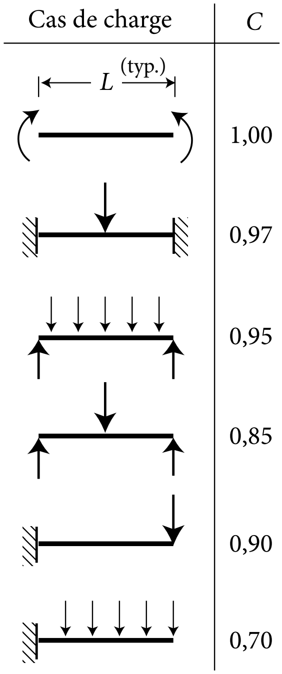
Cette approche néglige toute contribution de la retenue à la résistance à la torsion. Il est possible d'augmenter la précision de l'équation (6.23) en considérant le coefficient de longueur effective (K) défini à la section 5.4.6 et un coefficient C qui tient compte du type de chargement et des conditions de retenue, tel qu'illustré sur la figure 6.10[6.12]. L'équation (6.23) s'écrit alors :

$$\lambda = C\sqrt{\frac{S_x\, d}{0{,}04\,J + \dfrac{C_w}{(KL)^2}}} \tag{6.25}$$

Une équation pour le calcul de l'élancement des p*rofilés rectangulaires profonds pleins ou creux fléchis par rapport à l'axe fort* est proposée dans la référence [6.12] :

$$\lambda = \frac{r_x}{r_y}\ \frac{2.8}{\sqrt{0{,}64 + \left(\dfrac{d}{L}\right)^2}} \tag{6.26}$$

On a vu plus haut (figure 6.8b) que ces profilés ne déversent pas lorsqu'ils sont fléchis par rapport à l'axe faible. On admettait alors implicitement qu'ils pouvaient déverser lorsqu'ils sont fléchis selon l'axe fort.



• Poutres retenues transversalement le long de l'aile en traction et aux appuis verticaux

$$\lambda = C\sqrt{\frac{S_x\, d}{0{,}04\,\mathrm{J} + \frac{C_w}{(KL)^2}}} \qquad \text{(éq. 6.25)}$$

• Poutres non retenues transversalement, sauf aux appuis verticaux

$$\lambda = \frac{C\sqrt{S_x\, L}}{\sqrt[4]{\mathrm{I}_y\left[0{,}04\,J + \frac{C_w}{(KL)^2}\right]}} \qquad \text{(éq. 6.29)}$$

Note : le coefficient de longueur effective (K) est défini à la section 5.4.6 (figures 5.18 et 5.19).

FIGURE 6.10 Coefficient C pour le calcul du déversement des poutres

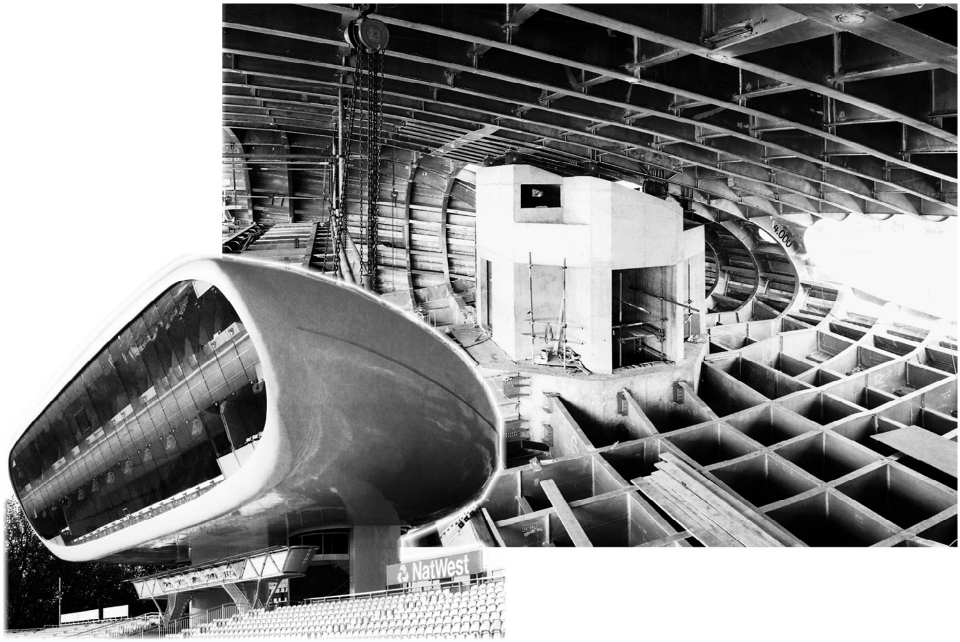
Lorsque la semelle en traction est fixée de façon rigide aux panneaux de couverture ou aux parois verticales, et offre une résistance à la flexion qui assure une résitance élastique à la torsion de l'élément, l'élancement est alors exprimé de la façon suivante :

$$\lambda = \sqrt{\frac{10S_x}{\frac{0,4J}{d} + \sqrt{\frac{I_y I_m}{a}}}} \qquad (6.27)$$

Dans cette équation, I_m est le moment d'inertie par unité de largeur du médium soutenu (mm^4/mm) et a est la distance entre les éléments parallèles qui supportent le médium (mm). Les autres termes ont été définis précédemment.

Il convient de rappeler que les coefficients d'élancement des équations (6.23) à (6.27), tout comme ceux qui suivront, sont utilisés dans l'équation (5.41) pour le calcul de l'élancement normalisé ($\overline{\lambda}$). Ce dernier est, à son tour, utilisé dans l'équation (5.10) pour le calcul de la contrainte normalisée ($\overline{F}$) ou il est utilisé pour obtenir directement $\overline{F}$ du graphique de la figure 5.22. On sélectionne ensuite une valeur appropriée de la contrainte limite (F_o), dont la liste est donnée à la section 5.6.1. Les contraintes $\overline{F}$ et F_o sont enfin utilisées dans l'équation (6.21) pour le calcul de la résistance pondérée en flexion de la poutre (M_r).

Des exemples de calcul sont présentés à la fin de ce chapitre.



Le Centre des médias tout aluminium du Lords Cricket Ground de Londres, Angleterre.
— PHOTO : ALUMINIUM EXTRUDERS ASSOCIATION

6.3.3 Poutres libres de déverser (moment uniforme)

Les poutres dont les supports latéraux sont fournis uniquement au droit des appuis verticaux (voir la figure 6.7), sont susceptibles de déverser. Dans cette condition, la contrainte critique est obtenue en faisant la moyenne géométrique des contributions faites par la rigidité en flexion latérale et la rigidité en torsion considérées séparément[6.6]. Ainsi, si l'une d'elles est nulle, la contrainte critique est nulle.

L'équation suivante est *l'équation la plus générale* recommandée par la norme canadienne sur les charpentes d'aluminium[6.1], pour le calcul de l'élancement d'une poutre fléchie non retenue latéralement, sauf aux appuis, et soumise à un *moment de flexion uniforme.* Les équations pour le calcul des poutres soumises à un gradient de flexion et à des charges appliquées entre les points de retenue latérale sont présentées dans les sections 6.3.4 et 6.4 qui suivent :

$$\lambda = \frac{\sqrt{S_x\ L}}{\sqrt[4]{I_y\left(0{,}04\,J + \dfrac{C_w}{L^2}\right)}} \tag{6.28}$$

Cette équation s'apparente à l'équation (6.23) pour laquelle les variables ont été définies, à l'exception de I_y, qui est le moment d'inertie de la poutre selon l'axe faible (y-y). Comme on l'a fait pour l'équation (6.23), il est possible d'améliorer la précision de l'équation (6.28) en la modifiant de la façon suivante et en faisant appel à la figure 6.10 pour les valeurs du coefficient C, et aux figures 5.18 et 5.19 pour les valeurs du coefficient de longueur effective K:

$$\lambda = \frac{C\sqrt{S_x\, L}}{\sqrt[4]{I_y\left[0{,}04\,J + \dfrac{C_w}{(KL)^2}\right]}} \tag{6.29}$$

Les équations (6.23) et (6.28) avec $C = 1{,}0$ et $K = 1{,}0$ conviennent dans la majorité des cas lorsque la rotation ou le déplacement latéral de l'aile en compression de la poutre est empêché aux points d'application des charges, ce qui est généralement la condition rencontrée.

Pour les sections en I, les sections en C et les poutres en I assemblées dont l'âme est raidie, il est possible de simplifier l'équation (6.28) en utilisant les approximations suivantes [6.6]: $S_x = A\,d/2$; $I_y = A\,r_y^2 = b^3\,t/6$; $J = b\,t^3$; $C_w = I_y\,d^2/4$; $A = 2\,b\,t$ (c'est-à-dire l'aire des deux ailes) et $r_x = d/2$. On obtient alors l'équation suivante:

$$\lambda = \frac{\dfrac{L}{r_y}}{\sqrt[4]{1 + \left(\dfrac{Lt}{bd}\right)^2}} \tag{6.30}$$

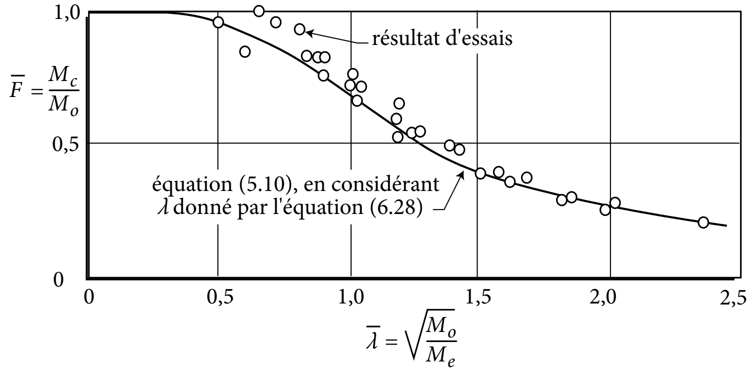
Le fait de négliger la contribution de l'âme dans le calcul de l'élancement donné par cette équation semble conduire à des résultats très sécuritaires, comme il sera démontré à l'exemple 6.2 de la section 6.11.

Pour les profilés rectangulaires profonds pleins ou creux fléchis par rapport à l'axe fort, $J \approx 4\,I_y$ et $C_w \approx 0$, L'équation (6.28) donne alors l'équation qui suit:

$$\lambda = 2{,}2\,\frac{r_x}{r_y}\,\sqrt{\frac{L}{d}} \tag{6.31}$$

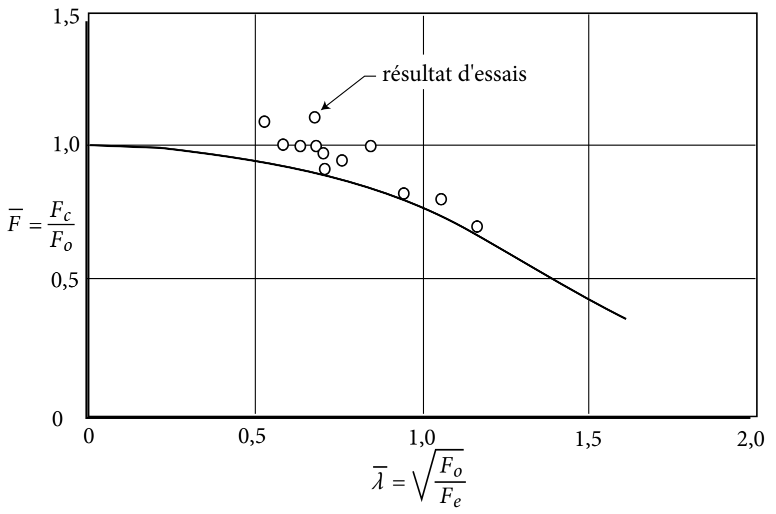
Comme il a été mentionné précédemment, le déversement des poutres fléchies est évalué en utilisant les mêmes courbes normalisées que celles qui sont dérivées pour le flambement des poteaux (figure 5.22). Des résultats d'essais effectués sur des poutres en aluminium traité thermiquement sont comparés aux évaluations théoriques sur la figure 6.11 [6.13]. On constate que l'équation (5.10) avec la valeur de λ obtenue de l'équation (6.28) donne de bons résultats.

Lorsque la contrainte limite F_o de l'équation (6.21) correspond a*u voilement de l'aile de la poutre en compression*, on considère $F_o = F_{cf}$, selon l'équation (5.34) lorsque l'aile n'est retenue que sur un bord, et $F_o = F_m$, selon l'équation (5.35), lorsque l'aile est retenue sur ses deux bords. La figure 6.12 prouve la validité de cette approche, en comparant des résultats expérimentaux obtenus sur des poutres en I à parois minces en acier à la courbe théorique donnée par l'équation (5.10) dans laquelle on utilise les valeurs de l'élancement normalisé ($\overline{\lambda}$) qui correspondent au déversement de la poutre[6.6].



- M_c est la résistance de la poutre au déversement.
- M_o est la résistance limite, égale, dans ce cas-ci, à M_p, le moment plastique de la poutre.
- M_e est la résistance au **déversement élastique** de la poutre

FIGURE 6.11 Déversement de poutres en I en alliage d'aluminium 2014-T6. Comparaison des résultats d'essais à la courbe théorique



- F_c est la contrainte dans l'aile comprimée qui correspond au déversement de la poutre.
- F_o est la contrainte limite correspondant au voilement de l'aile comprimée et évaluée à l'aide des équations (5.34) ou (5.35).
- F_e est la contrainte dans l'aile comprimée qui correspond au **déversement élastique** de la poutre.

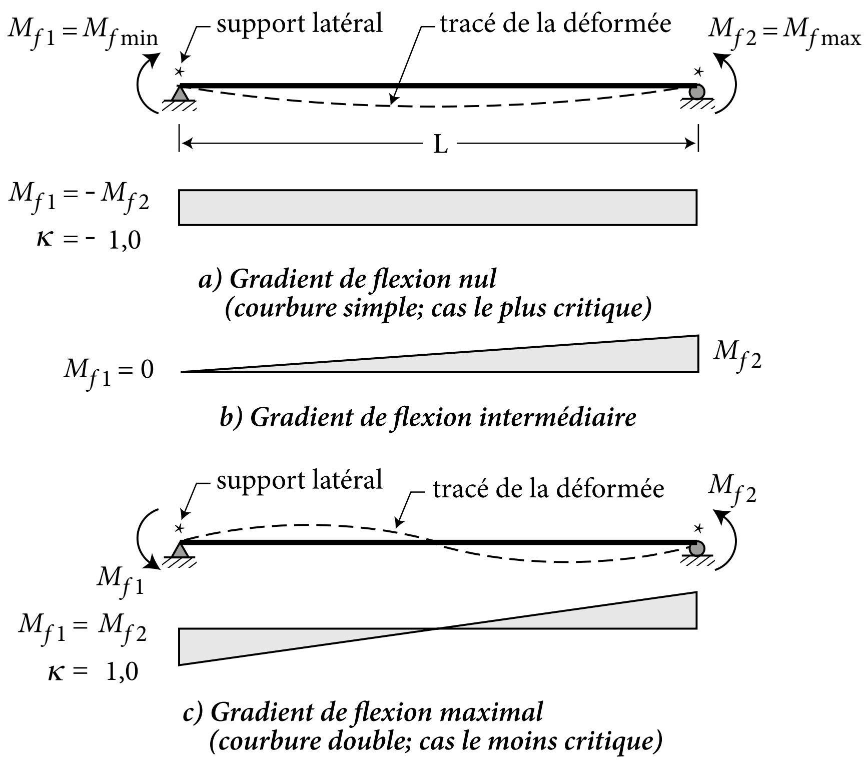
FIGURE 6.12 Déversement de poutres en I à parois minces, en acier. Comparaison des résultats d'essais à la courbe théorique

6.3.4 Poutres libres de déverser (gradient de flexion)

Dans l'étude de la résistance des poutres au déversement, on a considéré jusqu'à présent la condition de sollicitation la plus sévère que l'on puisse rencontrer, soit celle qui produit un gradient de flexion nul dans la poutre. Cette condition est représentée sur la figure 6.7 par les doubles flèches qui, en suivant la règle de la main droite, ont pour effet de forcer la poutre à fléchir vers le bas en courbure simple. Cette condition et reprise sur la figure 6.13a.

Le gradient de flexion nul est le cas le plus critique pour le déversement parce que c'est toujours la même aile qui est comprimée entre les deux supports latéraux et que le taux de compression de l'aile est constant.

Lorsque les deux moments fléchissants indiqués sur la figure 6.13 sont de même sens (horaire ou antihoraire), ils produisent une courbure double de la poutre et l'aile comprimée devient en traction au centre de la portée (figure 6.13c). Dans ce cas, le gradient du moment fléchissant est maximal et la poutre a une plus grande résistance au déversement.



$$\omega_1 = 0,6 - 0,4\kappa \geq 0,4 \qquad \text{(éq. 6.33)}$$

$$\text{où } -1,0 \leq \kappa = \frac{M_{f1}}{M_{f2}} \leq 1,0 \qquad \text{(éq. 6.32)}$$

d) Coefficient d'uniformisation des moments

FIGURE 6.13 Gradient de flexion et coefficient d'uniformisation des moments

Le paramètre qui tient compte du gradient du moment de flexion est dénoté κ et il est défini par l'équation suivante:

$$-1{,}0 \le \kappa = \frac{M_{f1}}{M_{f2}} \le 1{,}0 \tag{6.32}$$

Dans cette équation, M_{f1} et M_{f2} sont les moments fléchissants dus aux charges pondérées et agissant aux supports latéraux, M_{f1} étant le plus petit des deux moments (figure 6.13). Si les deux moments sont de même sens (horaire ou antihoraire), ils sont de même signe et la valeur de κ est positive. La valeur maximale de κ est égale à 1,0 et correspond au gradient maximal du moment de flexion (figure 6.13c).

Si les deux moments fléchissants sont de sens contraire, ils sont de signes contraires et la valeur de κ est négative. La valeur minimale de κ est égale à -1,0 et correspond à un gradient nul (figure 6.13a).

Le paramètre κ permet de définir le *coefficient d'uniformisation des moments* (ω_1) qui transforme le gradient du moment de flexion (M_{f2} et M_{f1}) en un moment équivalent à celui du modèle de base, pour lequel $M_{f2} = -M_{f1}$ [6.14, 6.15].

$$\omega_1 = 0{,}6 - 0{,}4\kappa \ge 0{,}4 \tag{6.33}$$

L'équation (6.33) est mise en graphique sur la figure 6.14.

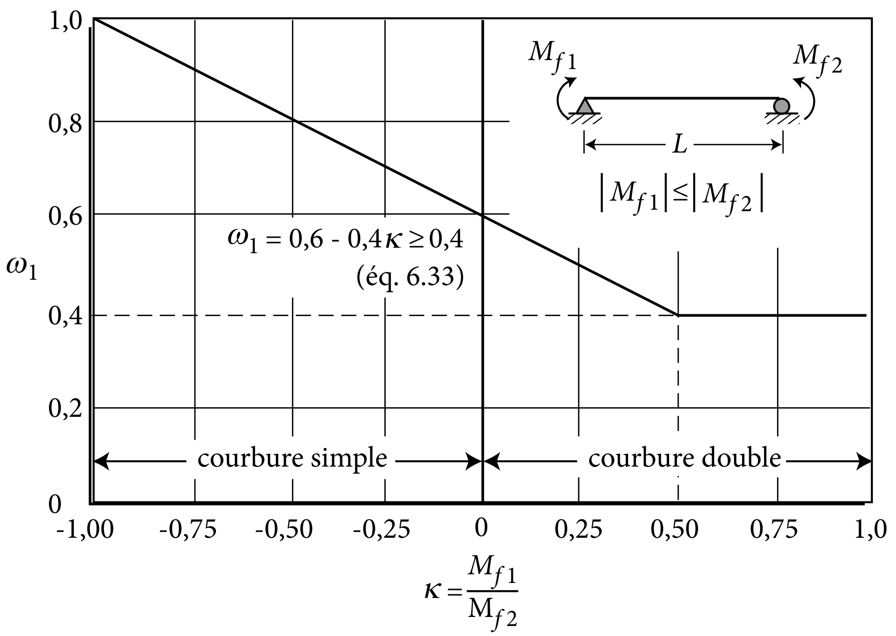


FIGURE 6.14 Coefficient d'uniformisation des moments, ω_1

Il suffit maintenant de multiplier le *moment fléchissant maximal* sollicitant la poutre ($M_{f\max} = M_{f2}$) par ω_1 et d'appliquer l'équation fondamentale du calcul aux états limites, c'est-à-dire l'équation (3.1).

$$M_r \geq \omega_1 \, M_{f\,\max} \tag{6.34}$$

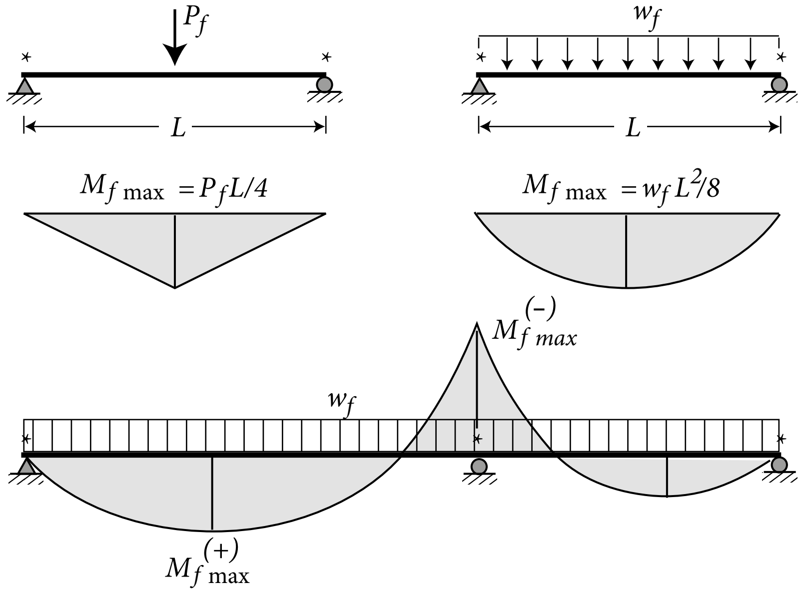
Dans cette équation, M_r est la résistance pondérée obtenue de l'équation (6.21), *qui tient compte du déversement*. Cette vérification n'exclut pas la *vérification de la résistance de la section* qui se traduit de la façon suivante :

$$M_r \geq M_{f\,\max} \tag{6.35}$$

La résistance pondérée en flexion (M_r) de l'équation (6.35) et évaluée à l'aide de l'une ou l'autre des équations dérivées à la section 6.2.3. Cette condition risque d'être la plus critique lorsque la poutre subit un fort gradient de flexion.

Il convient de souligner que l'étude, jusqu'à présent et à l'exception des équations (6.25) et (6.29), n'a pas fait intervenir de charge transversale sollicitant la pièce fléchie entre les appuis. De telles conditions se rencontrent surtout dans les poteaux-poutres ou autres pièces d'une charpente lorsque les assemblages rigides ou semi-rigides aux extrémités de la pièce transmettent à celle-ci les efforts de flexion développés dans les pièces adjacentes (voir le poteau de la figure 3.21). Les efforts de flexion peuvent aussi être le résultat de charges axiales appliquées à la pièce de façon excentrée au niveau des assemblages.

La fonction principale d'une poutre étant de transmettre les charges de gravité ponctuelles ou distribuées aux appuis, il en résulte que des charges transversales sollicitent généralement les poutres. La distribution des moments fléchissants présente donc des gradients de flexion parfois très prononcés et le moment fléchissant maximal est, dans la majorité des cas, situé entre les appuis, tel que démontré sur la figure 6.15. C'est toujours le cas, lorsque les appuis sont simples, c'est-à-dire lorsque les assemblages aux extrémités de la poutre ne peuvent développer de moments fléchissants significatifs.



Notes :
- ⋆ Supports latéraux : conditions d'appuis simples en flexion latérale et en torsion
- De façon sécuritaire, ω_1 = 1,0 dans l'équation (6.34), lorsque $M_{f\max}$ est situé ailleurs qu'aux appuis. Sinon, consulter la section 6.4.

FIGURE 6.15 Gradients de flexion causés par des charges transversales

Puisque les éditions antérieures de la référence [6.1] n'étaient pas très explicites sur le sujet, *il était sécuritaire* de considérer ω_1 = 1,0 dans l'équation (6.34) dans tous les cas où $M_{f\,max}$ se situait ailleurs qu'aux appuis. Il existe toutefois différentes techniques pour tenir compte des gradients de flexion dans le calcul de la résistance au déversement des poutres comportant des charges transversales, qu'il est possible d'adapter aux équations de la section 6.3.3. La méthode qui suit a été adoptée par la référence [6.1] dans son édition la plus récente. D'autres techniques pour tenir compte des gradients de flexion et de la présence de charges transversales sollicitant différents types de poutres libres de déverser sont présentées dans la section 6.4.

Pour tenir compte des gradients de flexion et de la présence de charges transversales sollicitant des poutres à double symétrie, libres de déverser, la référence [6.1] suggère de multiplier les équations (6.28), (6.30) et (6.31) par le rapport suivant, $\sqrt{\Omega/\omega}$ dans lequel, Ω est le *coefficient d'application de la charge*, égal à 1,4 lorsque la charge est appliquée vers le centre de gravité de la section (sur l'aile supérieure d'une poutre horizontale), égal à 0,71 lorsque la charge est appliquée en direction opposée du centre de gravité de la section (l'aile inférieure d'une poutre horizontale) et égal à 1.0 lorsque la charge est appliqué au centre de gravité de la section. Le *coefficient* *d'uniformisation des moments*, ω, défini par l'équation (6.36), est l'inverse du coefficient ω_1 introduit plus haut (en fait, il est équivalent au coefficient ω_2 défini dans la section 6.4, qui suit).

$$\omega = \frac{4M_{\max}}{\sqrt{M_{\max}^2 + 4M_a^2 + 7M_b^2 + 4M_c^2}} \leq 2.5 \tag{6.36}$$

Dans cette équation, M_{max} est le moment de flexion pondéré maximum dans un tronçon de poutre non contreventé (voir la figure 6.15), M_a, M_b et M_c sont, respectivement, les moments de flexion pondérés au quart, au centre et aux trois quarts du tronçon de poutre non contreventé. Le lecteur peut s'amuser à appliquer l'équation (6.36) au diagramme de moment fléchissant triangulaire de la figure 6.15 en supposant un M_{max} quelconque pour obtenir un coefficient égal à 1,26.

Si le gradient de flexion dans le tronçon non contreventé est linéaire, le coefficient d'uniformisation des moments peut être déterminé à l'aide de l'équation (6.40) dérivée à la section 6.4.

Le calcul des pièces fléchies est illustré à l'exemple 6.3 de la section 6.11.

6.4 POUTRES LIBRES DE DÉVERSER (AUTRES CAS)

Plusieurs méthodes visant à raffiner les calculs de la résistance des poutres au déversement ont été présentées dans la littérature[6.10, 6.15-6.21]. Elles permettent de tenir compte de façon appropriée des charges appliquées entre les points de retenue latérale, des conditions de retenue latérale aux appuis verticaux, des porte-à-faux, des supports latéraux intermédiaires et des sections unisymétriques. L'objectif, ici, est de présenter de façon succincte quelques-unes de ces méthodes, parmi les plus connues, et de les rattacher aux sections qui précèdent.

Si le concepteur juge qu'il n'est pas justifié de chercher à optimiser ses calculs, il n'a qu'à considérer de façon sécuritaire le modèle de calcul de base présenté à la section 6.3.3 ou le modèle de calcul un peu plus précis de la section 6.3.4.

6.4.1 Coefficient ω_2

La plupart des méthodes font appel à un coefficient ω_2 qui affecte *la résistance critique au déversement élastique* de la poutre (M_e), Contrairement à ω_1 ($\leq 1{,}0$), qui modifie le moment fléchissant pondéré maximal ($M_{f\,\max}$; équation 6.34), ω_2 ($\geq 1{,}0$) affecte le terme de résistance. Ainsi, la valeur de ω_2, qui correspond à ω_1 (cas particulier; voir plus loin), est approximativement égale à $1/\omega_1$.

Le terme de résistance critique au déversement élastique (M_e) n'a pas été introduit dans les paragraphes précédents, mais a été dérivé, entre autres, dans la référence [6.10]. Il s'agit dans ce cas précis de la variable M_{ue}.

$$M_e = \frac{\pi}{\mathrm{L}}\left(\sqrt{EI_y\, G\, J}\right)\left(\sqrt{1 + \mathrm{W}^2}\right) \tag{6.37}$$

où

$$W = \frac{\pi}{L}\sqrt{\frac{E\, C_w}{G\, J}} \tag{6.38}$$

Tous les termes ont été définis précédemment, mais il convient de rappeler que *L est la distance mesurée entre deux supports latéraux.*

Le paramètre W mesure l'importance du gauchissement ($E\,C_w$) par rapport à la torsion pure ($G\,J$). Pour les sections dont le couple de résistance interne dû au gauchissement est très petit comparé à celui dû à la torsion pure (sections tubulaires, sections caissons, sections rectangulaires étroites : $C_w \approx 0$), on a alors $W = 0$, et l'équation (6.37), avec $E = 70\,000$ MPa, $G = 26\,000$ MPa et $I_y = r_y^2 A$, devient :

$$M_e = \frac{134\,000}{L/r_y}\sqrt{A\,J} \tag{6.39}$$

Dans cette équation, r_y représente le rayon de giration de la section par rapport à son axe faible.

Lorsqu'il n'y a pas de charge entre les deux supports latéraux et que le gradient de flexion n'est imputable qu'aux moments fléchissants M_{f1} etM_{f2} existant aux appuis latéraux, tel qu'illustré sur la figure 6.13, le coefficient ω_2 peut être évalué à l'aide de l'équation suivante, où κ est défini par l'équation (6.32) :

$$\omega_2 = 0{,}3\kappa^2 + 1{,}05\kappa + 1{,}75 \leq 2{,}50 \tag{6.40}$$

Le coefficient ω_2 permet de tenir compte de l'augmentation du moment de déversement élastique, causée par le gradient du moment fléchissant. Autrement dit, le coefficient ω_2 permet de calculer la résistance à un moment de flexion non uniforme entre les deux supports latéraux.

La variation de ω_2 est donc parabolique comme le montre la figure 6.16. La valeur minimale de ω_2 est égale à 1,0 et correspond à un gradient de flexion nul (flexion constante). La valeur de ω_2 augmente avec le gradient de flexion et si cette augmentation était représentée par une droite, la valeur de ω_2 serait légèrement surévaluée.

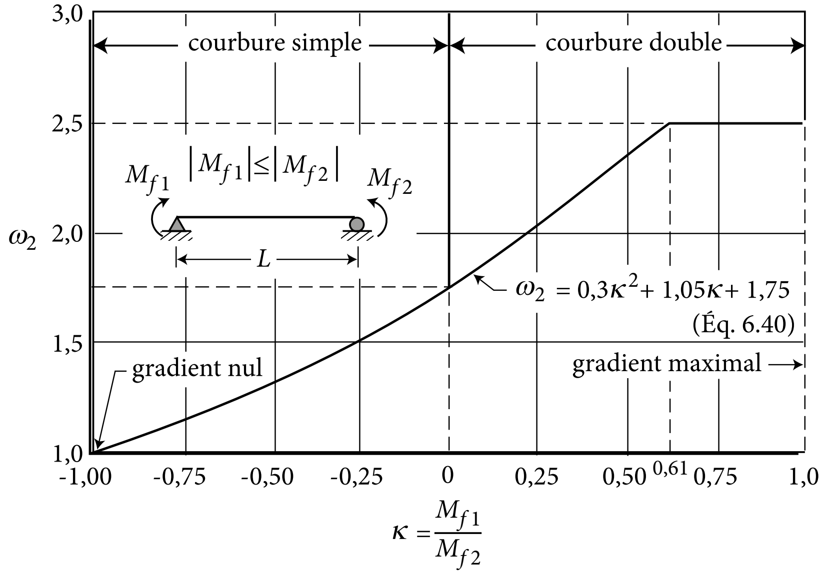


FIGURE 6.16 Prise en compte du gradient du moment de flexion

Il est très important de rappeler que le coefficient ω_2, tel que défini par l'équation (6.40), n'est valide que *dans le domaine élastique* et *s'il n'y a pas de charge entre les deux supports latéraux*. Avec ce coefficient, le moment fléchissant qui produit le déversement élastique de la poutre est donné par l'équation suivante où W est défini par l'équation (6.38) :

$$M_e = \frac{\omega_2 \pi}{L}\left(\sqrt{EI_y\ GJ}\right)\left(\sqrt{1 + W^2}\right) \tag{6.41}$$

Cette équation est évidemment identique à l'équation (6.37) pour le cas où le flexion est constante ($\omega_2 = 1{,}0$). On peut également introduire ω_2 dans l'équation (6.39), valide uniquement pour les sections fermées.

L'effet du gradient de flexion sur le déversement élastique est illustré sur la figure 6.17 pour le cas particulier où $\omega_2 = 1{,}5$. Les courbes de résistance ne sont pas normalisées, comme sur la figure 5.22, et le moment résistant pour une section de classe 1 est exprimé en fonction de la longueur libre entre deux supports latéraux [6.10].

Le premier effet est d'augmenter toutes les valeurs de M_e de 50 % puisque $\omega_2 = 1{,}5$. *Cette augmentation n'est valide que dans le domaine élastique.* Le deuxième effet est d'augmenter la longueur L_e, ce qui signifie que l'étendue du domaine du déversement inélastique est plus grande. De plus, on observe que l'influence de ω_2 s'estompe graduellement (ou devrait s'estomper graduellement) dans la zone de déversement inélastique, pour n'avoir plus aucun effet lorsque toute la section est plastifiée, c'est-à-dire lorsque la section de classe 1 a développé M_p [6.10]. C'est ainsi que le déversement est traité dans le calcul des charpentes d'acier [6.9].

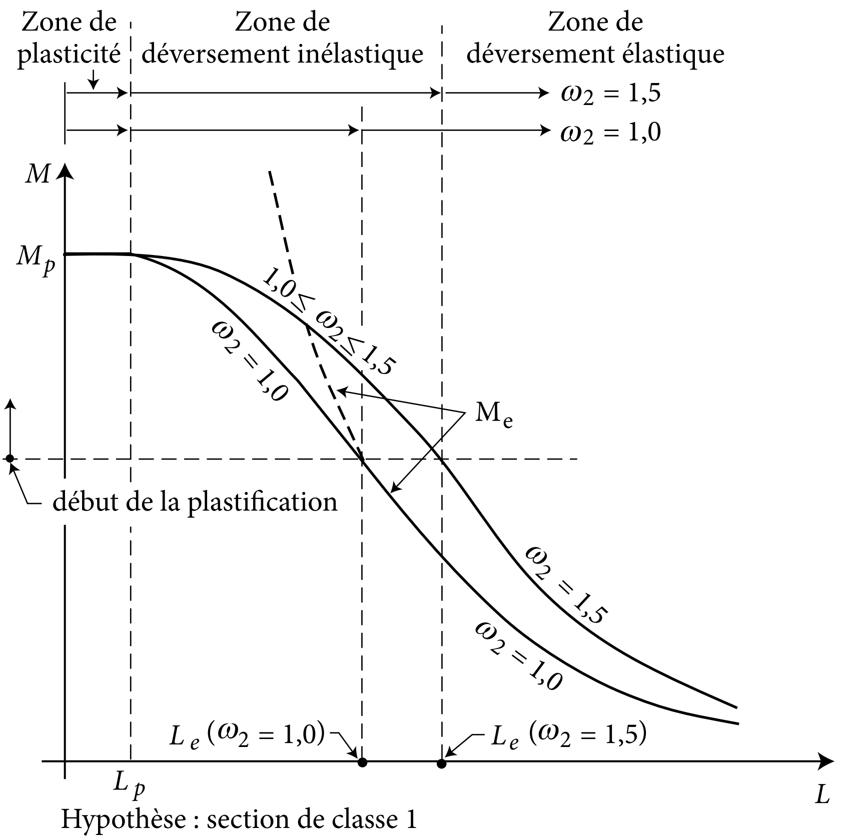


FIGURE 6.17 Effet du gradient de flexion sur le déversement

Pour évaluer la résistance au déversement des poutres dans les charpentes d'aluminium, on utilise des *courbes normalisées* développées aussi pour le flambement des pièces comprimées. Ainsi, la figure 5.22 présente un graphique où la contrainte de flambement normalisée ($\overline{F} = F_c / F_o$; équation 5.42) est exprimée en fonction de l'élancement normalisé $\overline{\lambda} = \sqrt{M_o / M_e}$ équation 5.40). Traduit en termes de flexion, l'ordonnée du graphique devient $\overline{F} = M_c / M_o$ et l'abscisse devient $\overline{\lambda} = \sqrt{M_o / M_e}$, tel qu'illustré sur la figure 6.11. C'est donc par le biais de $\overline{\lambda}$ que l'effet du gradient de flexion, simulé par le coefficient ω_2, est entré dans l'équation générale du déversement (équation 5.10) [6.15]. Ainsi,

$$\overline{\lambda} = \sqrt{\frac{M_o}{\omega_2 \, M_e}} \tag{6.42}$$

Puisque toutes les équations présentées dans les sections 6.3.2 et 6.3.3 pour le calcul des élancements(λ), ont été dérivées en tenant compte de la contrainte critique élastique correspondant au déversement, l'influence de M_e, à l'exception du coefficient ω_2, est déjà incluse dans les équations. Il ne reste plus qu'à utiliser l'équation (5.41) pour obtenir $\overline{\lambda}$.

Lorsque le coefficient ω_2 n'est pas pris en compte ($\omega_2 = 1{,}0$) :

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \tag{6.43}$$

Lorsque ω_2 est pris en compte,

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 \omega_2 E}} \tag{6.44}$$

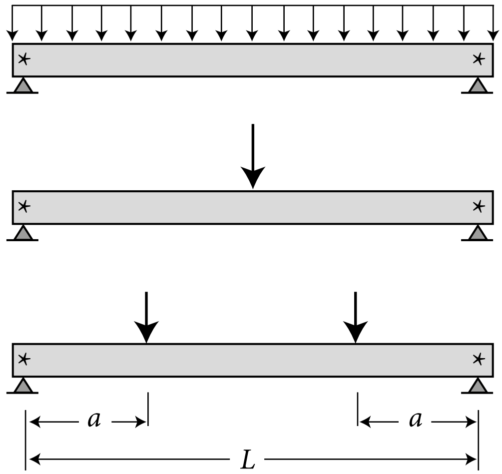
Cette façon de procéder s'applique à toutes les valeurs de ω_2 introduites dans les paragraphes qui suivent pour tenir compte de divers phénomènes.

6.4.2 Charges appliquées sur la poutre entre les supports latéraux

Il faut d'abord préciser que le point d'application des charges a une influence sur la résistance au déversement, comme on l'a vu à la section 6.3.4. Considérons la poutre de la figure 6.7 et supposons qu'elle soit sollicitée par une charge concentrée au centre de la portée plutôt que par un moment de flexion à chaque extrémité. Le diagramme du moment fléchissant est alors triangulaire (flexion variable ; figure 6.15) plutôt que rectangulaire (flexion constante ; figure 6.13a).

Si on examine la position déformée montrée sur la figure 6.7, il est assez évident que, si la charge concentrée agit au niveau de l'aile inférieure, elle aide à stabiliser la poutre lorsque s'amorce le déversement. Par contre, si la charge agit sur l'aile supérieure, elle empire la situation. Dans le premier cas, le moment qui produit le déversement élastique de la poutre est significativement plus élevé que dans le deuxième cas.

Les résultats des travaux de recherche, rapportés dans la référence [6.16] sont résumés sur la figure 6.18. Cette figure donne le coefficient ω_2 à utiliser dans le cas de charges appliquées entre les supports latéraux, pour des conditions d'appuis simples en flexion latérale et en torsion (voir plus loin).



$Q_1 = 1{,}13$
$Q_2 = 1 + 0{,}535\ W - 0{,}154\ W^2$

$Q_1 = 1{,}25$
$Q_2 = 1 + 0{,}649\ W - 0{,}180\ W^2$

$Q_1 = 1 + (a/L)^2$
$Q_2 = 1 + 0{,}636\ W - 0{,}465\ W^2$

* Supports latéraux : conditions d'appuis simples en flexion latérale et en torsion.

Notes :
- Charge appliquée au centre de torsion : $\omega_2 = Q_1$
- Charge appliquée sur l'aile inférieure : $\omega_2 = Q_1 Q_2$
- Charge appliquée sur l'aile supérieure : $\omega_2 = Q_1/Q_2$
- W est obtenu de l'équation (6.38).
- Voir aussi la figure 6.19.

FIGURE 6.18 Valeurs du coefficient ω_2 : charges appliquées entre les points de retenue latérale

Même si, théoriquement, le point d'application des charges a une influence sur le moment qui produit le déversement d'une poutre, on peut se demander si, pratiquement, cette influence est importante, particulièrement lorsque les charges sont appliquées sur l'aile supérieure d'une poutre. En effet, dans ce dernier cas, les charges sont généralement transmises par des éléments qui restreignent au moins partiellement l'effet de bascule, de sorte que l'effet des charges agissant sur l'aile supérieure n'est pas aussi néfaste que l'indique la théorie. Dans la plupart des normes, on ne considère pas l'effet du point d'application des charges sur le déversement.

Dans la norme de calcul des charpentes d'acier[6.9], on spécifie $\omega_2 = 1{,}0$ (valeur minimale), dès que le moment fléchissant maximal entre deux supports latéraux est plus grand que les moments agissant aux supports latéraux. Par conséquent, pour les trois cas illustrés sur la figure 6.18, $\omega_2 = 1{,}0$ selon la référence [6.9]. Utiliser $\omega_1 = 1{,}0$, tel que recommandé à la section 6.3.4 pour les charpentes d'aluminium (figure 6.15), produit le même effet.

6.4.3 Conditions de retenue latérale

Jusqu'à maintenant, on a considéré que les conditions de retenue contre le déversement, aux supports latéraux, étaient des conditions d'appui simples en flexion latérale et en torsion. Ce sont ces conditions de retenue qui donnent la valeur minimale de M_e (ou maximale de λ). En effet, il est important de souligner qu'à un support latéral, les conditions de retenue définies par $u = 0$ et $\beta = 0$ sur la figure 6.7 doivent toujours être satisfaites, ce qui signifie un déplacement nul et une rotation nulle autour de l'axe longitudinal.

Pour les assemblages qui ne transfèrent qu'un effort tranchant, on peut admettre que les conditions d'appui simple en flexion latérale et en torsion sont respectées. Il est vrai que la rotation autour de l'axe y et le gauchissement ne sont pas parfaitement libres. Toutefois, dans l'état actuel des connaissances, il n'est pas possible de quantifier la retenue supplémentaire contre le déversement de ces types d'assemblages.

Pour les assemblages qui transfèrent de la flexion en plus de l'effort tranchant, les conditions de retenue latérale se rapprochent des conditions d'encastrement en flexion latérale et en torsion, d'où une augmentation significative de M_e.

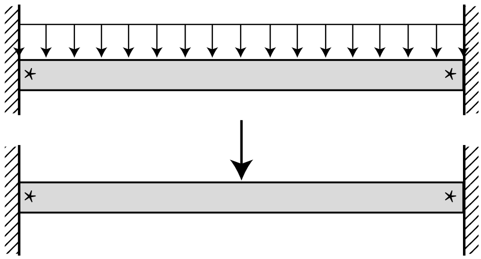
Une des méthodes de prise en compte des conditions de retenue aux supports latéraux consiste à définir un coefficient similaire à ω_2, dénoté ω_2', qui tient compte également des charges appliquées entre les deux supports latéraux. Cette méthode n'a été développée que pour des conditions de retenue semblables aux deux supports latéraux. L'équation (6.37) s'écrit donc :

$$M_{ue} = \frac{\omega_2' \pi}{L}\left(\sqrt{EI_y\, GJ}\right)\left(\sqrt{1 + W^2}\right) \tag{6.45}$$

La variable W est donnée par l'équation (6.38).

Le coefficient ω_2' est défini sur la figure 6.19 pour deux cas de chargement et pour des conditions d'encastrement aux deux supports latéraux. D'autres valeurs de ω_2' sont données dans la référence [6.19].

Des méthodes alternatives de prise en compte des conditions de retenue latérale sont présentées dans les références [6.4, 6.10, 6.15, 6.19 et 6.20].



$Q_1' = 1{,}64 + 1{,}77\ W - 0{,}405\ W^2$

$Q_2' = 1 + 0{,}625\ W - 0{,}339\ W^2$

$Q_1' = 1{,}92 + 1{,}85\ W - 0{,}424\ W^2$

$Q_2' = 1 + 0{,}923\ W - 0{,}466\ W^2$

* Supports latéraux

Notes :
- Charge appliquée au centre de torsion : $\omega_2' = Q_1'$
- Charge appliquée sur l'aile inférieure : $\omega_2' = Q_1' Q_2'$
- Charge appliquée sur l'aile supérieure : $\omega_2' = Q_1'/Q_2'$

FIGURE 6.19 Valeurs du coefficient ω_2' pour des conditions d'encastrement en flexion latérale et en torsion

6.4.4 Porte-à-faux

Dans l'étude du déversement, le porte-à-faux est un cas très particulier pour trois raisons. Premièrement, il est possible qu'il n'y ait qu'un seul support latéral à l'extrémité fixe, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de retenue latérale à l'extrémité libre du porte-à-faux. Il est également possible d'avoir un support latéral à chaque extrémité, même s'il n'y a pas d'appui vertical à l'extrémité libre.

Deuxièmement, une particularité des porte-à-faux vient du fait que, même si l'aile supérieure est tendue, c'est encore cette aile qui se déforme le plus lors du déversement, comme le montre la figure 6.20. De plus, toute charge appliquée directement sur l'aile supérieure tendue a pour effet de faciliter le déversement. Donc, même si l'aile supérieure est en traction, on a un comportement similaire à celui qui est illustré sur la figure 6.7.

Troisièmement, une autre particularité des porte-à-faux concerne le type d'assemblages à l'extrémité appuyée. Le porte-à-faux peut être relié à un poteau par un assemblage rigide. C'est le cas où le porte-à-faux est le plus stable parce que les conditions de retenue latérale à l'extrémité appuyée correspondent à des conditions d'encastrement.

Le cas du porte-à-faux résultant de la continuité d'une poutre au-dessus d'un poteau est plus problématique. La résistance au déversement d'un tel porte-à-faux peut être très faible, si la retenue latérale au droit de l'appui est insuffisante, comme l'illustre la figure 6.21. Il est fortement recommandé de retenir latéralement l'aile supérieure et l'aile inférieure au droit de l'appui et, au besoin, de raidir l'âme de la poutre.

Le problème du déversement élastique d'un porte-à-faux a été étudié de façon exhaustive par l'auteur de la référence [6.16]. Ses résultats ont été repris dans de nombreuses publications, incluant la référence [6.19]. La référence [6.9] traite aussi ce problème à sa façon.

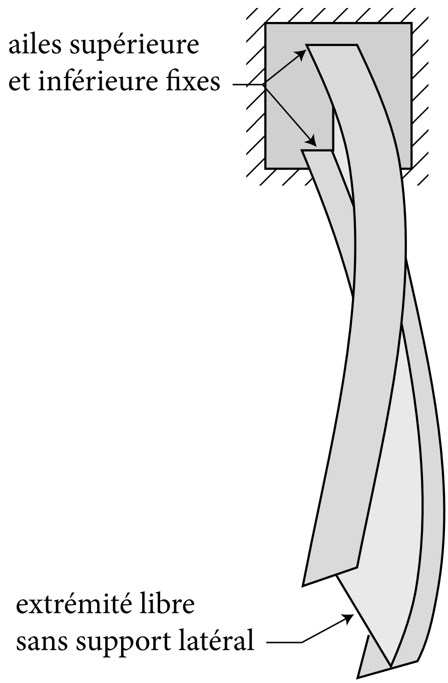


FIGURE 6.20 Déversement d'un porte-à-faux

Le moment fléchissant qui produit le déversement élastique d'une poutre en porte-à-faux est donné par l'équation suivante, où L est la longueur du porte-à-faux :

$$M_e = \frac{\pi}{KL}\left(\sqrt{EI_y\,GJ}\right)\left(\sqrt{1+\left(\frac{\pi}{KL}\right)^2 \frac{E\,C_w}{GJ}}\right) \tag{6.46}$$

La valeur du coefficient de longueur effective (K) a été déterminée pour trois conditions de retenue latérale à l'extrémité libre du porte-à-faux, trois conditions de retenue latérale à l'extrémité appuyée, pour une charge appliquée sur l'aile supérieure, au centre de torsion ou sur l'aile inférieure et pour une charge uniforme ou pour une charge concentrée au bout libre du porte-à-faux.

Les trois conditions de retenue latérale à l'extrémité libre du porte-à-faux sont définies de la façon suivante :

a) aucune retenue latérale;

b) retenue latérale de l'aile supérieure seulement;

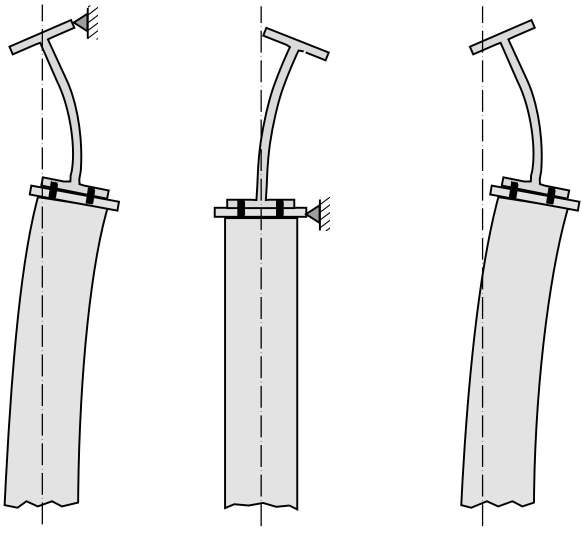
c) retenue latérale des deux ailes.

Les trois conditions de retenue latérale à l'extrémité appuyée du porte-à-faux sont définies de la façon suivante:

a′) encastrement complet (assemblage rigide);

b′) poutre continue dont les deux ailes sont retenues latéralement au droit de l'appui;

c′) poutre continue dont l'aile supérieure seulement est retenue latéralement au droit de l'appui (figure 6.21a).



Note : voir la remarque dans le texte concernant la retenue latérale.

FIGURE 6.21 Support latéral incomplet d'une poutre au droit d'un appui

On donne, dans le tableau 6.1, les valeurs de K pour ces diverses conditions de retenue latérale. Le lecteur notera les grandes valeurs de K pour la condition (c′), d'où la faible résistance au déversement.

Lorsque la résistance critique élastique au déversement (M_e) du porte-à-faux est connue, il suffit d'utiliser l'équation (6.42) avec $\omega_2 = 1{,}0$ pour obtenir l'élancement normalisé (voir l'exemple de calcul 6.3 à la section 6.11).

TABLEAU 6.1 Coefficient de longueur effective pour les porte-à-faux[6.16]

Conditions de retenue latérale		Coefficient K	
à l'extrémité appuyée	**à l'extrémité libre**	**charge sur l'aile supérieure**	**autres cas**
a'	a	1,4	0,8
	b	1,4	0,7
	c	0,6	0,6
b'	a	2,5	1,0
	b	2,4	0,9
	c	1,5	0,8
c'	a	7,5	3,0
	b	7,5	2,7
	c	4,5	2,4

Valeurs valides pour une charge concentrée ou une charge uniforme

6.4.5 Supports latéraux intermédiaires

Comme l'indiquent les figures 6.7, 6.18 et 6.19, on a considéré jusqu'à maintenant qu'il y avait retenue latérale *seulement aux appuis verticaux* de la poutre. Seule la théorie présentée à la section 6.3.2 fait exception. La poutre montrée sur la figure 6.22a est une poutre simple en élévation mais, vue sous l'angle du déversement, elle est continue latéralement à cause de supports latéraux intermédiaires. Ces supports latéraux sont généralement des poutres secondaires raccordées à la poutre principale. Le point d'application des charges est alors situé assez près du centre de torsion de la poutre étudiée.

Le gradient de flexion est nul dans le tronçon central de la poutre de la figure 6.22a ($\kappa = -1{,}0$ et $\omega_2 = 1{,}0$; figure 6.16). Pour ce tronçon, la résistance au déversement est minimale, tel qu'expliqué précédemment. Dans les deux tronçons adjacents, le gradient de flexion n'est pas nul ($\kappa = 0$ et $\omega_2 = 1{,}75$). Ces deux tronçons, qui ont une plus grande résistance au déversement, exercent une retenue sur le tronçon central et retardent le déversement de ce tronçon, d'où une plus grande résistance au déversement.

Toutefois, la méthode la plus simple consiste à ignorer la continuité latérale des tronçons. La résistance au déversement de la poutre est alors égale à celle du tronçon critique. On considère tous les tronçons comme indépendants l'un de l'autre et le tronçon critique est celui qui a la résistance minimale au déversement. On obtient ainsi la limite inférieure de la capacité de la poutre.

La poutre montrée sur la figure 6.22b est continue verticalement et latéralement. Comme le gradient de flexion est plus grand dans le tronçon central de la poutre, c'est ce tronçon qui exerce une retenue sur les deux autres. En ce qui concerne le déversement, les poutres des figures 6.22a et b se traitent de la même façon.

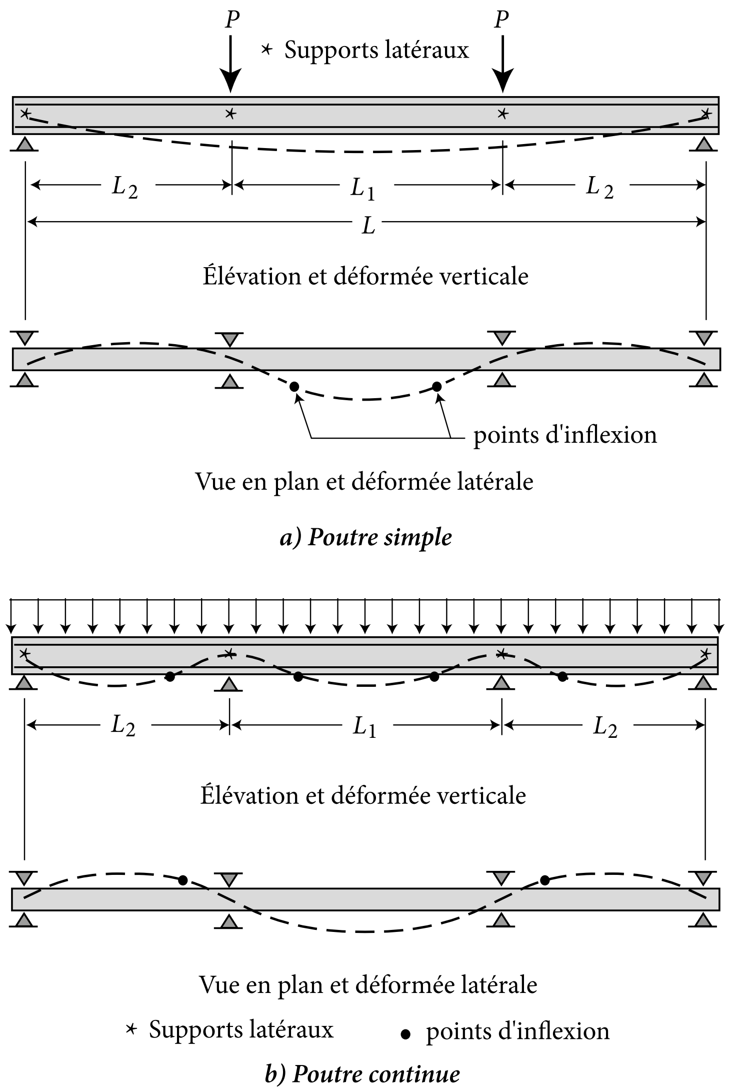


FIGURE 6.22 Poutres avec supports latéraux intermédiaires

Il convient de souligner que les points d'inflexion dans la déformée latérale se situent toujours dans les tronçons les plus faibles. De plus, il n'y a aucune relation entre ces points d'inflexion et ceux de la déformée verticale, lesquels se situent aux sections où le moment fléchissant est nul. En conséquence, *il est tout à fait inapproprié d'étudier la résistance au déversement en considérant les points d'inflexion de la déformée verticale.*

Trois méthodes de calcul assez laborieuses, et qui requièrent l'utilisation d'un ordinateur, sont proposées dans la référence [6.21] pour tenir compte de la continuité latérale. Pour les trois méthodes, il est nécessaire de définir une équation permettant de calculer ω_2 pour une variation quelconque du moment de flexion *entre deux supports latéraux*. Une de ces méthodes est présentée dans la référence [6.10], et la référence [6.4] en a fait une adaptation.

6.4.6 Sections unisymétriques

Pour une section unisymétrique, on admet que le plan de chargement est le plan de symétrie de la section. On considère, pour les calculs, que l'axe de symétrie est l'axe y-y et que l'axe de flexion est l'axe x-x.

Dans une section unisymétrique, le centre de torsion ne coïncide pas avec le centre de gravité (figure 5.30b). Pour une section en I unisymétrique, les efforts tranchants dans les ailes dus au gauchissement (V_a ; figure 5.42) ne sont pas égaux. Pour une section en T, comme il a été expliqué à la section 5.11.2, le gauchissement est pratiquement nul, ce qui simplifie le problème, mais la résistance en flexion est faible comparée à celle d'une section en I de même masse.

Pour une section en I unisymétrique, l'équation de base de la théorie du déversement, soit l'équation (6.37), s'écrit :

$$M_e = \frac{\pi}{L}\left[\sqrt{EI_y\,GJ + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 EI_y\,EC_w + \left(\frac{\gamma\,\pi\,EI_y}{L}\right)^2} + \frac{\gamma\,\pi\,EI_y}{L}\right] \tag{6.47}$$

Dans cette équation, le coefficient γ est le coefficient d'asymétrie de la section par rapport à l'axe de flexion x, donné par l'équation suivante :

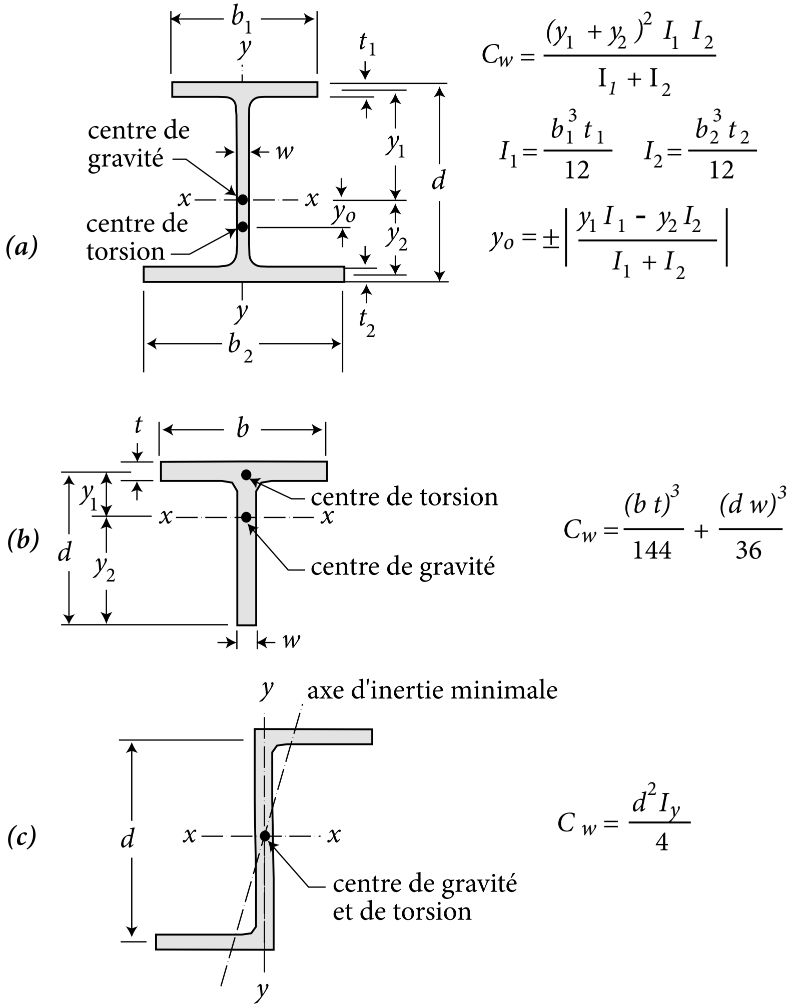
$$\gamma = \frac{1}{2I_x}\left[y_2\left(I_2 + b_2\,t_2\,y_2^2 + \frac{w\,y_2^3}{4}\right) - y_1\left(I_1 + b_1\,t_1\,y_1^2 + \frac{w\,y_1^3}{4}\right)\right] - y_o \tag{6.48}$$

Les divers paramètres de cette équation sont définis sur la figure 6.23a, pour une section en I unisymétrique. Il est important de noter que, dans l'équation (6.48), l'indice 1 est toujours utilisé pour l'aile comprimée, que cette aile soit la plus large ou la plus étroite. Le paramètre y_o est négatif si l'aile la plus large est comprimée, ce qui donne une valeur de γ positive. Si l'aile la plus large est tendue, y_o est positif et γ est négatif.

Selon la référence [6.16], on peut calculer le coefficient d'asymétrie avec l'équation approximative suivante :

$$\gamma = 0{,}45\,(y_1 + y_2)\left[\frac{2I_1}{I_1 + I_2} - 1\right]\left[1 - \left(\frac{I_y}{I_x}\right)^2\right] \tag{6.49}$$

Dans cette équation, l'indice 1 est utilisé pour l'aile comprimée et, si cette aile est la plus large γ est positif. Dans le cas contraire, le coefficient d'asymétrie est négatif. La somme $(I_1 + I_2)$ est approximativement égale à I_y.



$$C_w = \frac{(y_1 + y_2)^2 I_1 I_2}{I_1 + I_2}$$

$$I_1 = \frac{b_1^3 t_1}{12} \qquad I_2 = \frac{b_2^3 t_2}{12}$$

$$y_o = \pm \left| \frac{y_1 I_1 - y_2 I_2}{I_1 + I_2} \right|$$

$$C_w = \frac{(b\,t)^3}{144} + \frac{(d\,w)^3}{36}$$

$$C_w = \frac{d^2 I_y}{4}$$

FIGURE 6.23 Paramètres géométriques pour le calcul de la résistance au déversement des sections unisymétriques

Dans l'équation (6.49), le premier et le dernier terme sont toujours positifs. Par contre, la valeur du terme central varie entre -1 et + 1. La valeur minimale correspond à un profilé en T dont l'aile est tendue $(I_1 = 0)$. La valeur maximale correspond à un profilé en T dont l'aile est comprimée $(I_2 = 0)$.

On peut introduire dans l'équation (6.47) tous les facteurs correctifs définis dans les sections précédentes, soit pour tenir compte du gradient de flexion, soit pour tenir compte de conditions de retenue latérale autres que celles correspondant à des appuis simples en torsion et en flexion latérale.

Pour une section en T, on peut utiliser l'équation (6.47) avec $C_w = 0$. Le coefficient d'asymétrie est donné par l'équation (6.49), tel qu'expliqué précédemment. On peut également utiliser l'équation (6.48) qui est plus précise.

Pour un profilé en T dont l'aile est comprimée ($I_2 = 0$, $b_2 = 0$, $y_o = -y_1$; voir la figure 6.23b), l'équation (6.48) devient:

$$\gamma = \frac{1}{2I_x}\left[\frac{w\,y_2^4}{4} - y_1\left(\frac{b^3\,t}{12} + b\,t\,y_1^2 + \frac{w\,y_1^2}{4}\right)\right] - y_o \tag{6.50}$$

Les paramètres de cette équation sont définis sur la figure 6.23b. Si l'aile du profilé en T est comprimée, y_o est négatif, ce qui donne une valeur de γ positive. Si l'aile du profilé en T est tendue, on obtient la même valeur du coefficient d'asymétrie, mais, dans ce cas, la valeur est négative.

Pour une section en C dont le plan de chargement est parallèle à l'âme, le coefficient γ est nul, comme pour les sections bisymétriques; l'équation (6.47) est alors identique à (6.37). On peut donc utiliser cette équation pour calculer M_e, à la condition que la section en C ne soit pas soumise à un couple de torsion externe en plus de la flexion, c'est-à-dire qu'on empêche la torsion de la section si le plan de chargement ne passe pas par le centre de torsion (figure 5.44).

Pour une section en Z chargée dans le plan de l'âme, on peut également utiliser l'équation (6.37). On doit utiliser dans cette équation le moment d'inertie minimal au lieu de I_y, parce que le déversement se produit par rapport à l'axe le plus faible (figure 6.23c).

Une fois de plus, lorsque M_e d'une section monosymétrique est connu, on utilise l'équation (6.42) avec la valeur appropriée de ω_2 pour calculer l'élancement normalisé $\bar{\lambda}$.

6.5 RÉSISTANCE AU CISAILLEMENT DES PANNEAUX PLATS

6.5.1 Introduction

Dans les équations dérivées pour déterminer la résistance en flexion, l'influence de l'effort tranchant sur cette résistance a été négligée. En général, l'effort tranchant produit des contraintes de cisaillement dans l'âme, bien inférieures à la contrainte de cisaillement produisant l'instabilité ou la plastification de l'âme, de sorte que la capacité en flexion de la poutre n'est pas réduite De plus, la résistance en flexion provient surtout des ailes où les contraintes de cisaillement sont beaucoup plus faibles que dans l'âme. En conséquence, pour les poutres élancées d'usage courant, (rapport L/d élevé, où L est la longueur de la poutre mesurée entre les appuis verticaux, et d est la profondeur de la poutre) l'effort tranchant n'est pas un effort déterminant pour le choix de la section. L'effort tranchant devient important lorsque la poutre est très courte (rapport L/d faible) ou qu'elle supporte des charges concentrées importantes près des appuis.

Généralement, l'âme d'une poutre n'a pas besoin d'être raidie. Lorsque la résistance en cisaillement d'une poutre doit être augmentée pour résister aux contraintes de cisaillement résultant des charges appliquées, comme c'est ordinairement le cas dans les poutres profondes (rapport L/d faible), on dispose des raidisseurs transversaux sur l'âme, le long de la poutre. Plus on rapproche les raidisseurs transversaux, plus on augmente la résistance au cisaillement de la poutre. Ces poutres sont appelées poutres assemblées puisque leurs dimensions sont telles que les poutres doivent être constituées d'un ensemble de profilés extrudés et de tôles formant les ailes, l'âme et les raidisseurs (figure 6.2b).

Il est aussi possible de disposer des raidisseurs longitudinaux sur l'âme de la poutre assemblée pour augmenter la résistance en flexion ou la résistance en cisaillement de la poutre.

Les charges concentrées produisent des contraintes verticales de compression dans l'âme d'une poutre. Ces contraintes peuvent être excessives si les charges concentrées sont réparties sur une longueur insuffisante, c'est-à-dire si elles sont trop ponctuelles. Pour les poutres de type standard, on contourne cette difficulté en faisant varier l'épaisseur de l'âme ou, mieux encore, en faisant varier la longueur de l'appui ou de la plaque de transfert. Pour les poutres assemblées, il est aussi possible de fournir des raidisseurs porteurs qui transmettent les charges concentrées à l'âme de façon plus efficace.

Dans la présente section, on tentera de couvrir chacun de ces aspects et de présenter des méthodes simples pour des cas relativement complexes.

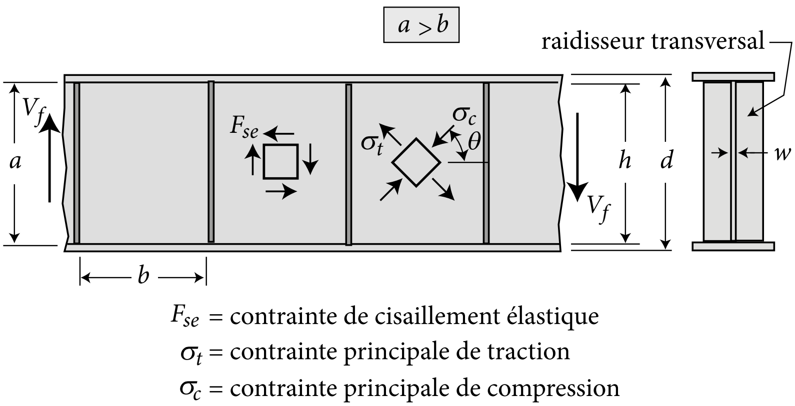
6.5.2 Contrainte de flambement en cisaillement

On étudie la stabilité de l'âme en considérant le comportement d'un tronçon de poutre soumis à un effort tranchant pur V_f, tel qu'illustré que la figure 6.24. *La contrainte de cisaillement critique* est donnée par l'équation qui suit, valide pour le flambement élastique de l'âme, où b/w est le rapport d'élancement de l'âme, w est l'épaisseur de la paroi d'âme, E est le module d'élasticité (70 000 MPa), et ν est le coefficient de Poisson (0,33)[6.11] :

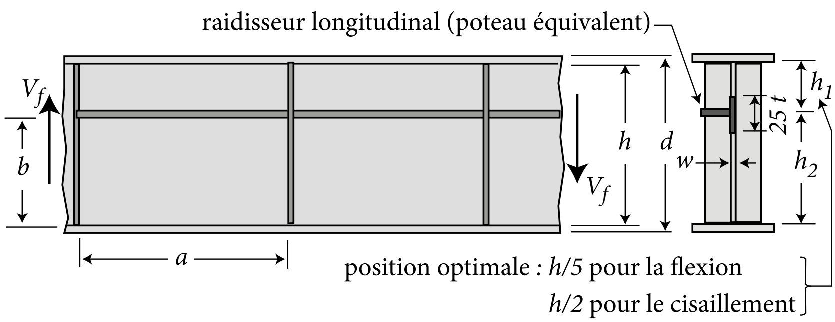
$$F_{se} = k_v \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)(b/w)^2} \tag{6.51}$$

Le coefficient de flambement k_v est fonction du degré de retenue offert par les ailes et les raidisseurs transversaux qui délimitent le contour des panneaux d'âme, et surtout du rapport b/a, où *a est la plus grande des dimensions du panneau et b est la plus petite*, tel qu'illustré sur la figure 6.24. Pour les poutres non raidies, le rapport b/a devient h/a et tend vers zéro. Si on considère, de façon sécuritaire, que la retenue équivaut à un appui simple sur tout le contour de la paroi, k_v est défini par l'équation suivante puisque le rapport b/a est toujours inférieur ou égal à 1,0[6.11] :

$$k_v = 5{,}35 + \frac{4}{(a/b)^2} = 5{,}35\left[1 + 0{,}75(b/a)^2\right] \tag{6.52}$$



a) Poutre raidie transversalement (cas général)



b) Poutre raidie transversalement et longitudinalement

FIGURE 6.24 Panneaux d'âme en cisaillement pur avant le flambement

Si on fait égaler l'équation (6.51) à l'équation d'Euler ($\pi^2 E/\lambda_s^2$; équation 3.32), et qu'on isole le terme d'élancement, on obtient une équation pour le calcul de l'élancement correspondant à la contrainte critique élastique en cisaillement (F_{se}) du panneau d'âme :

$$\lambda_s = \frac{1{,}4\left(\dfrac{b}{t}\right)}{\sqrt{1 + 0{,}75\left(\dfrac{b}{a}\right)^2}} \tag{6.53}$$

La contrainte F_{se} est limitée à la contrainte de cisaillement $F_{sy} = 0{,}6\,F_y$, donnée par l'équation (2.3). En fait, F_{sy} est la *contrainte limite* F_o pour le cisaillement élastique des plaques d'âme (voir la section 5.5.2).

$$F_o = 0{,}6\,F_y \tag{6.54}$$

Suivant la définition de l'équation (5.8), l'élancement normalisé est :

$$\bar{\lambda} = \lambda_s \sqrt{\frac{0{,}6\,F_y}{\pi^2 E}} \tag{6.55}$$

La contrainte normalisée de flambement dû au cisaillement ($\bar{F}$) est obtenue à l'aide de l'équation (5.10), avec $\bar{\lambda}$, ou directement sur la figure 5.23, en utilisant la courbe appropriée pour le flambement des plaques. Il s'agit, en l'occurrence, de la courbe 3 ou 4, puisque le plaque d'âme n'a pas encore développé de résistance post-voilement à cette étape-ci (voir la section 6.5.4). On applique ensuite l'équation (5.12) pour obtenir la contrainte de flambement en cisaillement du panneau d'âme :

$$F_{sc} = 0{,}6\bar{F}\,F_y \tag{6.56}$$

Si on considère que la contrainte de cisaillement est uniforme sur toute la profondeur de la section d'âme à ce niveau de chargement, on obtient *le flux de cisaillement pondéré* (v_r), et *la résistance pondérée en cisaillement de l'âme* (V_r) *à l'instant où l'âme commence à voiler*, à l'aide des équations suivantes :

$$v_r = \phi_y\, v_s = \phi_y\, w F_{sc} \tag{6.57}$$

$$V_r = \phi_y\, h\, w F_{sc} \tag{6.58}$$

La variabl v_s dans l'équation (6.57) est le flux de cisaillement non pondéré, φ_y est égal à 0,9, et h, dans l'équation (6.58), est la profondeur de l'âme.

On verra, plus loin, que l'âme raidie possède une *réserve de capacité supplémentaire* qui *s'apparente* au champ de tension qui se développe dans les poutres assemblées en acier[6.10], lorsque la poutre est sollicitée au-delà du flambement élastique de l'âme.

6.5.3 Flux de cisaillement aux frontières

La contrainte de cisaillement dans un panneau d'âme est non seulement limitée à la contrainte de cisaillement du métal de base ($F_{sy} = 0{,}6\,F_y$), comme on vient de le voir, mais aussi par les conditions qui existent sur le contour du panneau ou dans les joints de couture sur le panneau d'âme. La vérification se fait à l'ultime à l'aide du flux de cisaillement, excepté pour le métal de base pour lequel la vérification se fait à la limite élastique, afin d'assurer la compatibilité avec les calculs précédents.

Ainsi, le flux de résistance pondéré en cisaillement ($v_r = \varphi\, v_s$) des assemblages entre l'âme et les ailes, des assemblages entre l'âme et les raidisseurs ou des joints de couture sur le panneau d'âme (voir la figure 6.25), doit être *la plus faible* des valeurs suivantes :

- pour le métal de base, ave $\varphi_y = 0{,}9$,

$$v_r = 0{,}6\phi_y\, wF_y \tag{6.59}$$

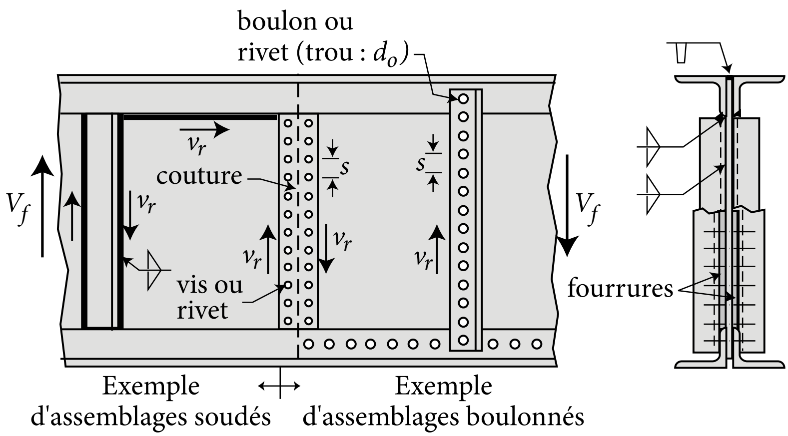


FIGURE 6.25 Caractéristiques des assemblages de panneaux d'âme

- pour le métal du bain de fusion de la soudure, en s'assurant que v_r n'excède pas la résistance des cordons de soudure, et avec $\phi_u = 0{,}75$ et F_{wu} obtenu des tableaux 2.7 et 2.9 :

$$v_r = 0{,}6\phi_u\, wF_{wu} \tag{6.60}$$

- pour les coutures et les joints assemblés mécaniquement où $\phi_f = 0{,}67$, R est la résistance nominale en cisaillement d'un rivet, d'une vis ou d'un boulon (exprimée en Newtons), s représente la distance séparant deux connecteurs et d_o est le diamètre d'un trou de connecteur,

$$v_r = \phi_f\,\frac{R}{s} \le 0{,}6\phi_u\, w\left(1 - \frac{d_o}{s}\right)F_u \tag{6.61}$$

- pour les joints collés, où v_n est le flux de cisaillement ultime qu'il est possible de développer dans une couture ou un joint collé,

$$v_r = \phi_u v_n \tag{6.62}$$

6.5.4 Résistance au cisaillement des âmes raidies

À cause de la présence des ailes et, dans une moindre mesure, de la présence des raidisseurs transversaux qui stabilisent l'âme transversalement, le flambement initial de l'âme en cisaillement, tel qu'évalué à l'aide de l'équation (6.56) ou (6.58), n'entraîne pas la rupture de la poutre (figure 6.26a). Lorsque se produit le flambement, les contraintes, jusque là uniformes, subissent un *changement de distribution* le long des frontières du panneau (figure 6.26b). La contrainte dans les coins en compression garde sa valeur initiale (F_{sc}) alors que la contrainte dans les coins en traction augmente jusqu'à ce qu'elle atteigne la condition limite (F_{so}) à ces frontières.

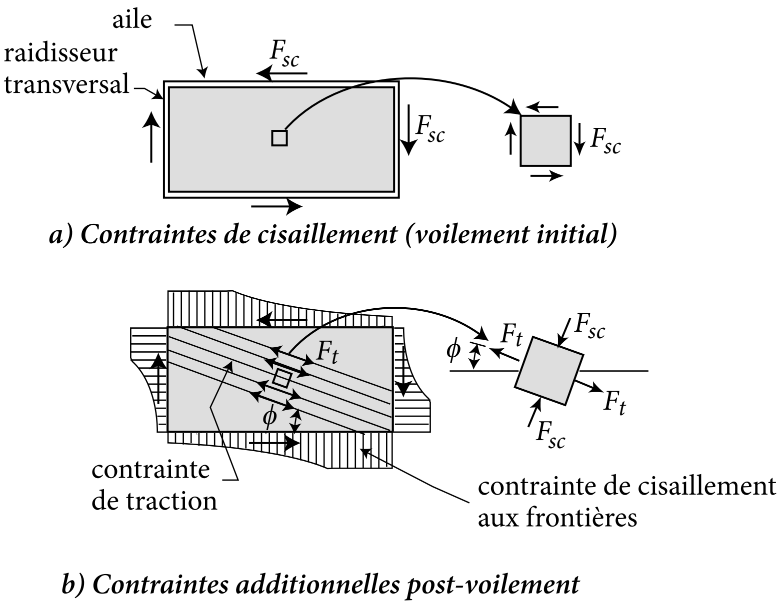


FIGURE 6.26 Distribution des contraintes de cisaillement dans un panneau d'âme

Une première évaluation de la résistance non pondérée au cisaillement, dans ces conditions, est obtenue à l'aide de l'équation suivante[6.22-6.24]:

$$V_s = h\,w\sqrt{F_{sc}\;F_{so}}$$

Si on remplace la valeur de F_{sc} dans cette équation par la valeur fournie par l'équation (5.10) pour le cisaillement ($F_{sc} = \overline{F}\,F_{so}$), on obtient l'équation suivante:

$$V_s = h\,w\,F_{so}\sqrt{\overline{F}} \tag{6.63}$$

On reconnaît, dans l'équation (6.63), la formulation utilisée dans la section 5.5.2 qui a permis de simuler la résistance post-voilement des plaques comprimées (équation 5.14 et courbes 5 et 6 de la figure 5.23).

Toutefois, l'équation (6.63) a été jugée *trop sécuritaire*. Même s'il est vrai que la contrainte limite F_{so} ne peut pas dépasser la limite élastique du métal de base (F_{sy}), ni la contrainte ultime des assemblages sur le contour du panneau (v_s/t) telle qu'évaluée à l'aide des équations (6.59) à (6.62), il existe une zone dans les coins en traction le long de laquelle la contrainte limite peut se développer à cause du confinement. Une équation plus appropriée a été proposée pour tenir compte de ce phénomène[6.22] :

$$V_s = hw\left(2\sqrt{F_{sc}\,F_{so}} - F_{sc}\right) \tag{6.64}$$

Si on remplace F_{so} par sa valeur la plus probable, c'est-à-dire v_s/w, et qu'on multiplie l'équation par ϕ_k (ϕ_y, ϕ_u *ou* ϕ_f, selon les équations 6.59 à 6.62), on obtient la résistance pondérée en cisaillement du panneau d'âme raidi, tenant compte de la réserve de capacité développée après le voilement de l'âme (figure 6.26b) :

$$V_r = \phi_k h\,w\left(2\sqrt{F_{sc}\frac{v_s}{w}} - F_{sc}\right) \tag{6.65}$$

La contrainte F_{sc} est obtenue de l'équation (6.56) et le flux de cisaillement v_s est la valeur applicable la plus critique des équations (6.59) à (6.62).

C'est l'équation recommandée par la norme CSA S157-17[6.1] pour le calcul de la résistance en cisaillement des pièces fléchies *à âme raidie ou non raidie*.

Lorsque l'âme comporte un ou plusieurs raidisseurs longitudinaux utilisés en combinaison avec des raidisseurs transversaux, tel qu'illustré sur la figure 6.24b, la valeur de F_{sc} à retenir à la section considérée est celle du panneau qui présente la contrainte de flambement initial la plus faible, c'est-à-dire celle dont l'élancement $\overline{\lambda}$, obtenu de l'équation (6.55), est le plus élevé. Il s'agit en l'occurrence du panneau inférieur, de plus grande dimension, sur la figure 6.24b. La contrainte de flambement ainsi calculée limite la capacité de la section considérée à résister au cisaillement, ce qui justifie l'application de cette résistance à toute la section de profondeur h.

Il faut aussi vérifier la résistance pondérée des assemblages situés sur le contour du panneau. Il suffit de multiplier la valeur pertinente la plus critique obtenue des équations (6.59) à (6.62) par la profondeur (h) du panneau :

$$V_r = v_r\,h \tag{6.66}$$

On retient la valeur la plus faible des résistances calculées à l'aide des équations (6.65) et (6.66).

On peut se demander pourquoi l'équation (6.65), qui a été dérivée pour une âme raidie (rapport *b*/*a* de l'ordre de 0,33 à 1,0), est aussi applicable aux poutres avec raidisseurs aux extrémités seulement. Il a été démontré, dans la référence [6.25], que dans une âme avec raidisseurs aux appuis seulement, le champ de tension subit une rotation pour trouver une position d'équilibre telle que l'équation suivante permet une simulation raisonnable de la résistance post-voilement de l'âme de la poutre fléchie :

$$V_s = hw\sqrt{2\,F_{sc}\,F_{so} - F_{sc}^2}$$

Les résultats obtenus de cette équation pour des âmes de dimensions pratiques s'apparentent à ceux de l'équation (6.64) et justifient l'utilisation de cette dernière pour toute la gamme des rapports *b*/*a*.

Lorsque la contrainte limite F_{so} de l'équation (6.64) est égale à la limite élastique $F_{sy} = 0{,}6\,F_y$ du métal de base, au lieu de v_s/w, comme c'est le cas pour l'acier et quelques alliages d'aluminium ayant subi un traitement de recuit, l'équation (6.65), avec $F_{sc} = \overline{F}F_{sy}$, donne la résistance suivante :

$$V_r = \phi_y\, hw(2\sqrt{\overline{F}} - \overline{F})\, F_{sy} \tag{6.67}$$

Il convient de souligner que le terme champ de tension a été soigneusement évité jusqu'à maintenant. À cause de la nature des constructions en aluminium, où la résistance est plus souvent contrôlée par les soudures ou les coutures rivetées, il peut ne pas se créer assez de distorsions de cisaillement pour développer une contribution significative du champ de tension avant que les assemblages sur le contour des panneaux ne cèdent[6.23, 6.26]. Pour que le champ de tension se développe et contribue à la résistance au cisaillement, la résistance ultime aux frontières doit attendre la limite élastique du métal de base, comme c'est le cas pour quelques alliages soudés non traitables thermiquement (voir les tableaux 2.7 et 2.9).

Dans ces conditions, lorsque la force de cisaillement augmente au-delà de celle qui est représentée sur la figure 6.26b, les zones plastifiées dans les coins en traction se déforment, *forçant les ailes et les raidisseurs situés aux extrémités à fléchir*, tel qu'illustré sur la figure 6.27 pour les ailes. La résistance en flexion des ailes (M_p) peut être traitée de façon indépendante[6.3, 6.6]. Si l'aile est une section rectangulaire de largeur *b* et d'épaisseur *t*, son module plastique (Z) est égal à $b\,t^2/4$ et sa résistance en flexion est égale à :

$$M_p = \frac{b\,t^2}{4}F_y$$

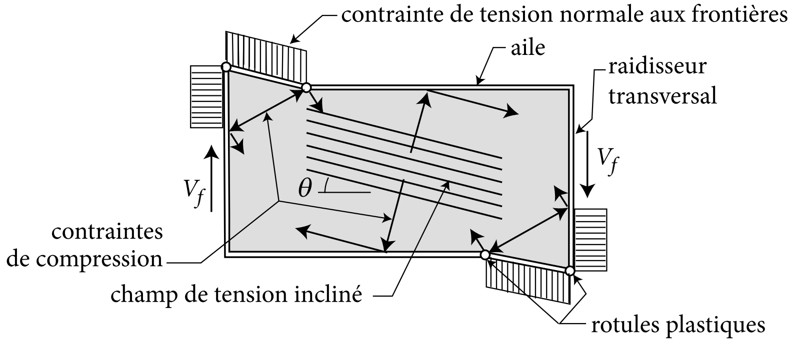


FIGURE 6.27 Modèle de calcul pour évaluer la contribution du champ de tension

La contribution du champ de tension qui satisfait le modèle montré sur la figure 6.27 et qui résulte de la flexion imposée aux ailes est égale à :

$$V_r = 2\,\phi_y \sqrt{M_p\, t\, F_y}$$

$$V_r = \phi_y \sqrt{b\, t^3}\; F_y \tag{6.68}$$

Lorsqu'elle est justifiée, cette résistance s'additionne à celle qui est donnée par l'équation (6.65).

6.5.5 Calcul des raidisseurs

La référence [6.1] se limite à recommander que les raidisseurs transversaux, longitudinaux et porteurs, dans les poutres assemblées, soient calculés comme des poteaux ou des poteaux-poutres, selon le cas, sollicités par une charge de compression pondérée N_f et donne des indications sur la façon d'évaluer cette charge.

Les raidisseurs entrent en action à partir du moment où l'âme voile. Leur principale fonction est d'empêcher l'âme de subir des déplacements latéraux dans la région immédiate du raidisseur, sinon de limiter les déformations transversales de l'âme et de forcer le voilement à se produire à l'intérieur de panneaux rectangulaires de dimensions $a \times b$ (figure 6.24). La force maximale de compression qui sollicite alors les raidisseurs est donnée par l'équation suivante, où S est la longueur du raidisseur, $\overline{F}$ est la contrainte normalisée évaluée à l'aide de l'équation (5.10) avec $\overline{\lambda}$ calculé selon l'équation (6.55) et v_r est le flux de cisaillement développé aux frontières du panneau selon la plus critique des équations (6.59) à (6.62)[6.6] :

$$N_f = v_r\, S\, \frac{\sqrt{\overline{F}}\left(1 - \sqrt{\overline{F}}\right)}{\left(1 + \sqrt{\overline{F}}\right)} \tag{6.69}$$

À la limite, lorsque $\sqrt{\overline{F}}$ diminue, N_f approche la charge de cisaillement pondérée sollicitant la poutre (V_f) au droit du raidisseur. *Le raidisseur transversal* est alors calculé comme un poteau de hauteur *h*. Lorsque le raidisseur est double, son moment d'inertie est calculé pour un axe de flexion situé sur la fibre moyenne de l'âme et lorsque le raidisseur est simple, on considère que l'axe de flexion est situé sur la face de l'âme en contact avec le raidisseur, tel qu'illustré sur la figure 6.28. Dans ce dernier cas, le raidisseur est comprimé et fléchi et il doit être dimensionné en conséquence.

Pour le raidisseur longitudinal, la force de compression limite induite dans le raidisseur, lorsque $\sqrt{\overline{F}}$ diminue, est égale à l'équation qui suit, où *S* de l'équation (6.69) est remplacé par *a*, la longueur du raidisseur entre deux raidisseurs transversaux :

$$N_f = v_r \, a \sqrt{\overline{F}} \tag{6.70}$$

Les raidisseurs longitudinaux placés sur un seul côté de l'âme sont calculés comme des poteaux chargés de façon excentrique. Pour le calcul de l'aire et du moment d'inertie, il faut considérer la section d'un *poteau équivalent* constitué du raidisseur et d'une portion d'âme de largeur égale à 25 *t*, tel qu'indiqué sur la figure 6.24b.

Pour la flexion, la position optimale des raidisseurs longitudinaux se situe au cinquième de la profondeur de l'âme (*h*/5) mesurée à partir de l'aile en compression, tel qu'illustré sur la figure 6.24b. Le surplus de résistance en flexion, obtenu par l'usage de raidisseurs longitudinaux, est principalement attribué au contrôle du voilement de l'âme et, en conséquence, à un meilleur support pour l'aile en compression provenant de l'âme[6.10, 6.15]. Lorsque le raidisseur longitudinal participe à l'effort de flexion, la force induite par la flexion dans le raidisseur doit être additionnée à la force induite par le cisaillement (équation 6.70) pour le calcul de la résistance du poteau équivalent.

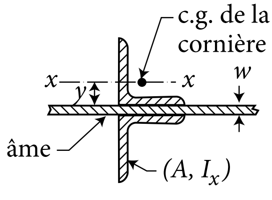
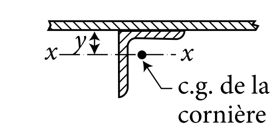
	A	I
	$2\,A$	$2\,I_x + 2\,A\,(y + 0{,}5\,w)^2$
	A	$I_x + A\,y^2$

FIGURE 6.28 Exemple du calcul des propriétés géométriques des raidisseurs transversaux

L'utilisation de raidisseurs longitudinaux contribue aussi à augmenter la résistance au cisaillement des poutres assemblées, puisque la dimension verticale des panneaux d'âme se trouve réduite, comme nous l'avons vu à la section précédente. La position optimale d'un raidisseur, pour le cisaillement, se situe à la mi-profondeur de l'âme ($h/2$), tel qu'indiqué sur la figure 6.24b. Les deux panneaux flambent alors simultanément et l'augmentation de la résistance au cisaillement peut être assez substantielle. Lorsque les panneaux superposés ne sont pas de mêmes dimensions, c'est la résistance du panneau qui possède l'élancement le plus élevé qui détermine la résistance de la section considérée.

En ce qui a trait à *l'espacement des raidisseurs transversaux*, c'est la résistance requise en cisaillement qui dicte l'écart à fournir entre ces derniers. Plus on rapproche les raidisseurs, plus on augmente la résistance du panneau au cisaillement.

À cause de la discontinuité qui existe à chaque extrémité de la poutre assemblée, la question qui se pose est couramment ancrer l'effort de traction du champ de tension dans le panneau d'extrémité. Dans les poutres assemblées en acier, la solution la plus simple et la plus économique est de rapprocher suffisamment les raidisseurs transversaux à chaque extrémité de manière à permettre au dernier panneau d'atteindre, à l'ultime, la contrainte critique *sans voiler*. Le panneau d'extrémité possède alors une capacité suffisante pour résister à l'effort horizontal créé par le voilement ou le champ de tension dans le panneau voisin[6.10]. Dans les poutres assemblées en aluminium, la situation est bien différente.

Les comportements post-flambement des âmes en acier et en aluminium sont similaires, mais à cause de la résistance réduite des frontières des âmes d'aluminium due ou soudage ou au rivetage, la distribution des contraintes post-flambement est modifiée. Après le voilement initial de l'âme, les bandes en compression dans les coins du champ de tension peuvent subir une augmentation de contrainte jusqu'à ce que la contrainte de cisaillement aux frontières soit atteinte. Elle peut être limitée par le fluage d'une zone soudée, par le fluage des connecteurs ou par le fluage de la plaque d'âme entre les connecteurs. Il n'y a pas d'effort normal aux frontières dans les âmes d'acier ou d'aluminium avant que ce point ne soit atteint. Lorsque l'âme dans le coin se déforme en cisaillement, il force l'aile à fléchir et développe alors un effort de tension normal à la frontière (figure 6.27). En raison du faible écart entre la limite élastique et la résistance ultime pour l'aluminium, la largeur du champ de tension est faible et la contrainte de cisaillement redistribuée est la principale source de la réserve de capacité, alors que le champ de tension peut être beaucoup plus large dans les âmes soudées en acier pour lesquelles un modèle considérant de larges zones de contraintes de tension peut être retenu. Pour ces raisons, les raidisseurs transversaux ou porteurs aux extrémités des poutres assemblées en aluminium possèdent une résistance suffisante pour supporter ces contraintes, tout comme le sont les ailes de la poutre (figures 6.26b et 6.27).

La référence [6.1] recommande de fournir des *raidisseurs porteurs* sur l'âme, au droit des appuis, de même que sous les charges concentrées. Les raidisseurs porteurs agissent comme des poteaux de hauteur *h* pour résister aux charges pondérées appliquées en des points discrets le long de la poutre, de même qu'aux réactions d'appui.

Le lecteur trouvera davantage d'information dans des ouvrages spécialisés portant sur le calcul et les règles de détails des raidisseurs porteurs, longitudinaux et transversaux[6.3, 6.4, 6.8, 6.10, 6.15].

6.5.6 Interaction flexion-cisaillement

Dans une poutre, il n'y a généralement pas de cisaillement sans flexion, mais dans certains cas, il peut y avoir flexion sans cisaillement (flexion pure). Dans la plupart des cas, la résistance à la flexion d'une poutre n'est pas influencée par l'effort tranchant et la résistance à l'effort tranchant n'est pas influencée par le moment fléchissant. Lorsque l'âme fléchie d'une poutre assemblée en acier voile, une partie ou la totalité des contraintes de flexion dans l'âme sont transmises aux ailes qui sont alors appelées à résister seules aux efforts de flexion. La résistance de l'âme au cisaillement n'est toutefois pas réduite de façon significative puisque la résistance au cisaillement est en grande partie attribuable aux efforts de traction induits par le voilement de l'âme. De façon similaire, pour les poutres assemblées en aluminium, la résistance post-voilement est disponible pour l'effort de cisaillement et la composante de flexion peut être résistée entièrement par les ailes.

Lorsque l'âme d'une poutre ne voile pas sous les efforts de cisaillement avant que sa capacité ultime ne soit atteinte, on doit tenir compte de l'interaction entre le moment fléchissant et l'effort tranchant lorsque les deux efforts sont importants et se produisent à la même section d'*une poutre à âme raidie ou non raidie*. Tel est le cas, en particulier, aux appuis intérieurs des poutres continues. Rappelons que si l'âme est raidie, un raidisseur porteur doit être placé au-dessus de l'appui.

La référence [6.1] recommande l'utilisation de l'équation d'interaction suivante, sans que l'âme ne voile [6.11, 6.27], pour vérifier la capacité de l'*âme de la poutre* à résister aux efforts combinés de flexion et de cisaillement.

$$\left(\frac{f_{sf}}{\phi_y\, F_{sc}}\right)^2 + \left(\frac{f_{bf}}{\phi_y\, F_{bc}}\right)^2 \leq 1{,}0 \tag{6.71}$$

Dans cette équation, f_{sf} et f_{bf} sont respectivement les contraintes pondérées de cisaillement et de flexion sollicitant l'âme de la poutre à la section considérée, F_{sc} est la contrainte de flambement en cisaillement obtenue de l'équation (6.56) et F_{bc} est la contrainte de compression dans l'âme fléchie calculée à l'aide de l'équation (5.13) avec la valeur appropriée de l'élancement obtenue de l'équation (5.6) et de la figure (5.27).

Si le voilement de l'âme est permis, l'âme doit être calculée pour résister aux efforts de cisaillement seuls selon la théorie présentée dans cette section et les ailes doivent être conçues pour résister seules à tous les efforts de flexion.

Il convient peut-être, à cette étape-ci, de présenter les équations d'interaction recommandées par la référence [6.4] pour tenir compte de l'interaction qui pourrait exister, dans certains cas précis, entre la compression, la flexion et le cisaillement dans l'âme d'une pièce structurale[6.5].

Pour l'âme de profilés constitués d'éléments plats,

$$\frac{f_{cf}}{\phi_y\ F_{cc}} + \left(\frac{f_{sf}}{\phi_y\ F_{sc}}\right)^2 + \left(\frac{f_{bf}}{\phi_y\ F_{bc}}\right)^2 \leq 1{,}0 \tag{6.72}$$

Pour les profilés constitués d'éléments courbes, telles les parois de tubes,

$$\frac{f_{cf}}{\phi_y\ F_{cc}} + \left(\frac{f_{sf}}{\phi_y\ F_{sc}}\right)^2 + \frac{f_{bf}}{\phi_y\ F_{bc}} \leq 1{,}0 \tag{6.73}$$

Les seuls termes non encore définis sont la contrainte pondérée de compression (f_{cf}) sollicitant la paroi et la contrainte de flambement en compression (F_{cc}), obtenue en suivant les même étapes que pour la détermination de F_{bc}, mais avec la valeur appropriée de l'élancement (m = 1,65 sur la figure 5.27).

Un exemple de calcul de la résistance d'une poutre assemblée (exemple 6.8) est présenté à la section 6.11.

6.6 ÉCRASEMENT ET FLAMBEMENT VERTICAL DE L'ÂME

6.6.1 Panneaux plats

À la section 6.5.5, on a vu qu'il faut utiliser des raidisseurs porteurs pour renforcer l'âme d'une poutre assemblée au droit d'une réaction d'appui ou d'une charge concentrée. Pour éviter que l'âme se plastifie ou flambe verticalement dans pareil cas, on peut soit augmenter l'épaisseur (w) de l'âme (dans les poutres assemblées), soit augmenter la longueur (n) de l'appui, soit raidir l'âme. Lorsque la poutre comporte une âme non raidie, les seules options qui restent sont d'augmenter l'épaisseur de l'âme de la poutre, lorsqu'on a un contrôle sur le choix de la section ou, tout simplement, de choisir une plaque d'appui de dimension suffisante pour distribuer adéquatement la charge concentrée et éviter les problèmes de plastification ou de flambement dans l'âme.

La référence [6.1] propose l'équation suivante, tirée de la référence [6.11], pour le calcul de la résistance pondérée d'une âme à la plastification et au flambement sous une charge (C_f) ou une réaction (R_f) concentrée :

$$C_r = \phi_y \, k\,(n+h) w F_c' \leq \phi_y \, n \, w F_y \tag{6.74}$$

Plusieurs paramètres de cette équation sont définis sur la figure 6.29. Pour le reste,

$\phi_y = 0{,}9$,

$$k = 0{,}5\left[1 + \frac{e}{\left(\frac{n}{2} + h\right)}\right] \leq 1{,}0 \tag{6.75}$$

$$F_c' = \frac{\pi^2 E w^2}{4h^2}\left[1 - \left(\frac{f_{bf}}{F_{bc}}\right)^2\right] \tag{6.76}$$

Si le bord de l'appui de longueur n coïncide avec l'extrémité de la poutre, $e = n/2$. L'influence de e sur la surface d'âme considérée pour le flambement $(n + h)\,w$ se fait sentir jusqu'à la valeur de e égale à $n/2 + h$. L'influence de e est contrôlée par le paramètre k de l'équation (6.75). Pour une charge appliquée en travée, bien sûr, l'aire effective $(n + h)\,w$ n'est pas réduite.

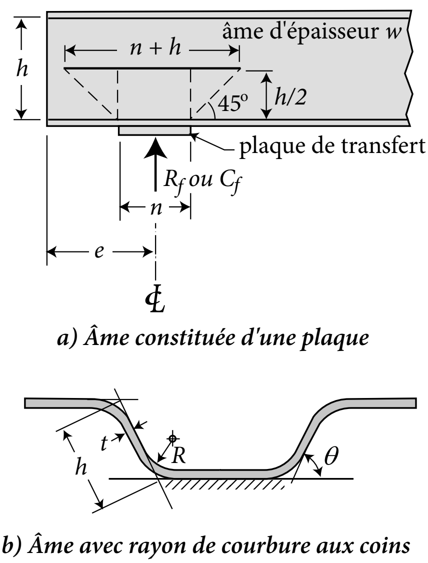


FIGURE 6.29 Stabilité des âmes au droit des charges concentrées et des appuis

L'âme peut se plastifier sur une surface de dimension $n \times w$ (deuxième terme de l'équation 6.74) ou flamber comme un poteau équivalent de section $(n + h) \times w$. Le terme de gauche de l'équation (6.76) est la contrainte d'Euler (équation 3.32) avec un élancement (λ) approximativement égal à $2h/w$ pour une plaque rectangulaire de dimensions $(n + h) \times w$ et de hauteur h. Cette contrainte est réduite pour tenir compte de la présence d'une contrainte longitudinale causée par la flexion. Le rapport f_{bf}/F_{bc} est le même que celui de l'équation (6.71) et se calcule de la même façon. L'influence de la flexion est de toute évidence négligeable aux extrémités d'une poutre simplement appuyée.

6.6.2 Feuillards formés à froid

Les profilés structuraux constitués de feuillards ou tôles minces en alliages d'aluminium laminés à froid risquent eux aussi d'atteindre des états limites ultimes sous les charges concentrées et aux appuis.

Il a été démontré que les coins pliés, de rayon de courbure R, sont susceptibles de réduire de façon importante la résistance du profilé dans la région sollicitée, en s'écrasant sous l'effet combiné de la charge concentrée ou de la réaction d'appui et de la contrainte de compression causée par la flexion.

La référence [6.1] propose l'équation suivante pour tenir compte de ce phénomène :

$$C_r = \phi_y \, k\left(11 + 0{,}07\,\frac{n}{t}\right)\left(1 - 0{,}0008\theta\,\frac{R}{t}\right)(F_y - f_{bf})t^2 \tag{6.77}$$

Tous les termes de l'équation ont déjà été définis, et les nouveaux sont illustrés sur la figure 6.29b. On remarque que la profondeur de l'âme (h) est mesurée sur la paroi d'âme inclinée et que l'angle θ est l'angle aigu exprimé en degrés, mesuré entre l'âme et la surface de contact.

6.7 INTERACTION FLEXION-TRACTION

Les équations présentées dans cette section pour tenir compte de l'interaction flexion-traction et dans la section 6.8 pour tenir compte de l'interaction compression-flexion des pièces structurales en aluminium ne font plus partie du corps principal de la référence [6.1], mais ont été reléguées à une annexe qui ne constitue pas une partie obligatoire de la norme. Cela ne rend pas nécessairement les équations de calcul des sections 6.7 et 6.8 caduques. Il faut simplement bien reconnaître leurs limites d'application, tout comme il faut bien reconnaître les conditions d'application de la nouvelle équation proposée dans la référence [6.1] et présentée dans la section 6.8.6 du présent fichier. La méthode de calcul présentée dans les sections 6.7 et 6.8, à l'exception de la section 6.8.6, est basée sur une analyse élastique du deuxième ordre de type P–Δ pour l'analyse des charpentes d'aluminium, quoi qu'en dise la référence [6.1] (voir la section 6.8.3).

6.7.1 Résistance de la section

Une pièce fléchie sollicitée en traction est avantagée du côté de l'aile en compression puisque la charge axiale vient réduire les contraintes de compression causées par la flexion. Toutefois, elle est aussi pénalisée puisque les contraintes sont augmentées dans l'aile en traction. C'est, par conséquent, la traction qui gouverne dans la plupart des cas.

L'équation de *résistance de la section*, pour les poutres dont le déversement est empêché, est obtenue en limitant à ϕF_y les contraintes M_f/Z et T_f/A développées du côté des fibres tendues de la section. L'équation qui en résulte peut être exprimée de la façon suivante :

$$\frac{M_f}{M_r} + \frac{T_f}{T_r} \leq 1{,}0 \tag{6.78}$$

Les variables M_f et T_f sont respectivement le moment fléchissant pondéré et la charge de traction pondérée sollicitant la section.

L'équation (6.78) est généralement valide quelle que soit la classe de la section, lorsque la section est *symétrique* par rapport à l'axe de flexion et que la charge de traction sollicitant la pièce est *relativement élevée*. Il est parfois nécessaire de vérifier si les états limites relatifs à l'aile en compression ne sont pas plus critiques que ceux qui gouvernent l'aile en traction, auxquels cas, il faut tenir compte de la classe de la section. Par exemple, l'aile comprimée d'une section de classe 3 peut *voiler* avant que la portion en traction de la section ne se plastifie, lorsque les contraintes induites par l'effort de traction sont petites comparées à celles qui sont induites par l'effort de flexion (voir l'exemple de calcul 6.6 à la section 6.11).

Pour l'état limite correspondant à *la plastification sur la section brute*, on utilise l'équation (6.13) pour le calcul de M_r, et l'équation (4.26) pour le calcul de T_r. Lorsqu'il est nécessaire de vérifier si l'état limite correspondant à la compression contrôle, on utilise les équations (6.16), (6.19) ou (6.20), selon la classe de la section pour le calcul de M_r. Pour les sections de classes 2 et 3, il est sécuritaire d'utiliser l'équation (6.16) au lieu de (6.13) pour le calcul de M_r dans l'équation (6.78).

Pour l'état limite correspondant à la *rupture sur la section nette*, on utilise l'équation (6.14) ou, de façon sécuritaire, l'équation (6.17) si la section est de classe 2 ou 3, pour le calcul de M_r, et l'équation (4.28) ou (4.29), selon le cas, pour le calcul de T_r.

Il faut, bien sûr, tenir compte de l'influence de la soudure lorsque la pièce est soudée longitudinalement ou soudée transversalement (voir le chapitre 4).

De plus, il faut tenir compte de la présence des trous de boulons situés dans la zone en traction dans le calcul du module de section nette (voir les équations 4.14 et 6.15).

La référence [6.1] recommande de ne pas tenir compte du changement de position de l'axe neutre de la section en effectuant ces calculs.

Une version modifiée de l'équation d'interaction (6.78) a été proposée[6.28] pour simuler le comportement des sections de classe 1 en général[6.6], mais des sections rectangulaires et des tiges pleines, en particulier. Cette équation non linéaire donne des résultats un peu moins conservateurs que la précédente.

$$\frac{M_f}{M_r} + \left(\frac{T_f}{T_r}\right)^2 \leq 1{,}0 \tag{6.79}$$

Les termes de l'équation ont déjà été définis, mais il convient de préciser que M_r n'est défini que par les équations (6.13) et (6.14), pour la plastification sur la section brute et la rupture sur la section nette, respectivement.

6.7.2 Résistance de la pièce

Une pièce fléchie, libre de déverser, est stabilisée lorsqu'un effort de traction lui est appliqué. Selon l'importance relative de l'effort de traction, la pièce peut quand même déverser mais cet état limite de rupture est atteint à une charge de flexion généralement plus élevée.

L'équation proposée dans la référence [6.1] pour tenir compte de ce phénomène est la suivante[6.29] :

$$\left(\frac{M_f}{M_r}\right)^2 - \frac{T_f}{C_{ey}} \leq 1{,}0 \tag{6.80}$$

Les variables M_f et T_f sont les charges pondérées maximales sollicitant la pièce, M_r est défini par l'équation (6.21) pour les élancements correspondant aux conditions définies dans les sections 6.3.2, 6.3.3, 6.3.4 et 6.4, et C_e est la charge d'Euler pour la flexion par rapport à l'axe faible $(y\text{-}y)$ de la section (équation 5.2).

$$C_{ey} = \frac{\pi^2\, E A}{\left(\dfrac{K L}{r_y}\right)^2} \tag{6.81}$$

Il convient de rappeler que K est le coefficient d'élancement défini sur les figures 5.18 et 5.19, L est la longueur de la poutre mesurée entre deux supports latéraux, r_y est le rayon de giration de la section par rapport à l'axe faible $(y\text{-}y)$ et A est l'aire de la section.

Il convient enfin de signaler que l'équation (6.80) est valide dans la plupart des cas, mais qu'il est parfois nécessaire de vérifier si les états limites qui gouvernent l'aile en traction ne sont pas susceptibles de contrôler lorsque la section est dissymétrique par rapport à l'axe de flexion (voir l'exemple de calcul 6.6 à la section 6.11).

6.8 INTERACTION COMPRESSION-FLEXION

6.8.1 Introduction

Les pièces structurales sont, pour la plupart, soumises à des efforts combinés de flexion et de compression. Lorsque la flexion prédomine et que la charge axiale est considérée négligeable, il s'agit de poutres dont le comportement a été étudié dans la première partie du présent chapitre. Par contre, lorsque la flexion est négligeable et que la pièce est principalement sollicitée en compression, on admet qu'il s'agit de pièces en compression pure dont le comportement a été décrit au chapitre 5. Il existe entre ces deux cas extrêmes toute une gamme de combinaisons possibles d'efforts de flexion et de compression.

La flexion d'une pièce est causée par des charges transversales appliquées le long de la pièce, par le déséquilibre des charges de gravité situées de part et d'autre de la pièce (excentricité), ou par des moments transmis à la pièce par les assemblages rigides ou semi-rigides situés à ses extrémités.

L'étude du comportement des pièces comprimées et fléchies est relativement complexe. Ces pièces possèdent en effet toutes les caractéristiques des poutres et des poteaux et subissent, en plus, divers effets secondaires résultant de la combinaison des charges. Les pièces comprimées et fléchies présentent donc plusieurs modes de mise hors service dont les principaux sont le voilement des parois minces, la plastification de la section au point de sollicitation maximale et l'instabilité globale de la pièce. Ce dernier type de mise hors service englobe toutes les possibilités de ruptures par flambement, propres aux pièces soumises à la compression pure (chapitre 5), et de ruptures par déversement, particulières aux poutres (chapitre 6).

Pour décrire le comportement des pièces comprimées et fléchies en aluminium, on utilise des équations d'interaction linéaire dont la validité a été démontrée expérimentalement à l'aide de nombreux essais, comme on le verra plus loin. Les équations d'interaction sont présentées sous forme de *sommation de rapports de résistance* ou, lorsque cela convient mieux, sous forme de *sommation algébrique de contraintes*. On utilise enfin ces équations pour évaluer la résistance de la section des pièces comprimées et fléchies aux appuis et en travée, et la résistance des pièces hors plan (flambement en flexion-torsion).

La nouvelle méthode de calcul des pièces comprimées et fléchies recommandée par la référence [6.1] sera présentée à la section 6.8.6.

6.8.2 Résistance de la section aux appuis

La résistance de la section de la pièce comprimée et fléchie doit être vérifiée à l'appui où se développe le moment fléchissant maximal $M_{f\max}$ (M_{f2} sur la figure 6.13) à l'aide des équations qui suivent.

Lorsque la contrainte de compression contrôle,

$$\frac{M_{f\,\max}}{S_c} + \frac{C_f}{A} \leq \phi_y\, F_y \tag{6.82}$$

Lorsque la contrainte de traction contrôle,

$$\frac{M_{f\,\max}}{S_t} - \frac{C_f}{A} \leq \phi_y\, F_y \tag{6.83}$$

La variable C_f est la charge axiale pondérée sollicitant la section d'aire A. Les modules de section, mesurés par rapport aux fibres extrêmes en compression et en traction, sont respectivement S_c et S_t.

6.8.3 Résistance de la pièce sans effet de torsion

Puisqu'il existe une grande variété de types de membrures qui peuvent être utilisées comme poteaux-poutres ou pièces en compression-flexion, les équations d'interaction pour le calcul de la résistance de la pièce sans effet de torsion (déversement empêché ou pièce ne pouvant déverser), sont présentées de façon à permettre l'utilisation de la *contrainte limite* (F_o) appropriée à la situation (voir la section 5.6.1).

Pour la rupture dans le plan du chargement de flexion, la contrainte limite est celle qui est la plus susceptible de conduire à la ruine de la pièce : la limite élastique, la contrainte de voilement, la contrainte de voilement avec réserve supplémentaire de capacité, la contrainte de flambement de l'une des pièces principales d'une pièce composée triangulée ou la contrainte réduite, tenant compte des soudures transversales ou longitudinales. Ainsi,

Lorsque la contrainte de compression contrôle,

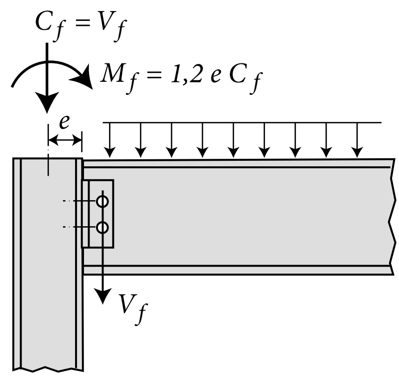
$$\frac{M_f}{S_c\left(1 - \dfrac{C_f}{C_e}\right)} + \frac{C_f}{A} \leq \phi_y\, F_o \tag{6.84}$$

Lorsque la contrainte de traction contrôle,

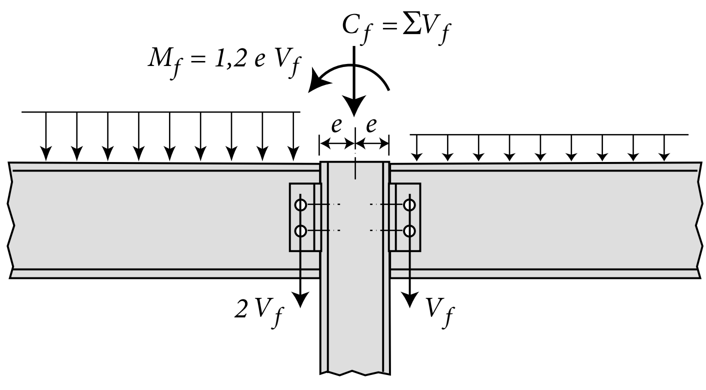
$$\frac{M_f}{S_t\left(1 - \dfrac{C_f}{C_e}\right)} - \frac{C_f}{A} \leq \phi_y\, F_y \tag{6.85}$$

Dans ces équations, M_f est soit le moment fléchissant pondéré maximal produit le long de la pièce par les charges transversales, soit $\omega_1 M_{f2}$, tel que défini à la section 6.3.4 (figure 6.13), lorsque les moments fléchissants aux extrémités de la pièce produisent un gradient de flexion, soit le moment fléchissant induit dans la pièce par une charge excentrée, tel que défini par l'équation suivante et illustré sur la figure 6.30 :

$$M_f = 1{,}2 e C \tag{6.86}$$



a) Dissymétrie géométrique



b) Différentiel de charge

FIGURE 6.30 Exemples de moment fléchissant causé par une charge excentrée

Puisque l'équation utilisée pour décrire le comportement des pièces comprimées et fléchies qui flambent dans le plan de flexion sans déverser est dérivée en considérant une distribution sinusoïdale des moments (voir la section 3.8.3), alors que le moment induit par une charge excentrée est généralement uniforme, un facteur représentant le premier terme de la série de Fourier pour une fonction carrée ($4/\pi \approx 1{,}2$) est utilisé pour pondérer le moment fléchissant M_f[6.6, 6.30].

Il convient de rappeler que dans les charpentes où peuvent se développer des effets P-Δ causés par l'action des charges de gravité sur la déformée latérale de la structure (voir la section 3.8.4), les moments fléchissants (M_f) qui apparaissent dans les différentes équations de résistance doivent inclure ces effets.

Dans les équations (6.84) et (6.85) la charge axiale pondérée (C_f) sollicitant la pièce sert à la fois à calculer la contrainte de compression (C_f/A) qui est ajoutée ou retranchée à la contrainte de flexion, selon le cas, et à évaluer le *coefficient d'amplification des moments* (U_1), donné par l'équation (3.36) et reproduit ici pour des raisons pratiques :

$$U_1 = \frac{1}{1 - \dfrac{C}{C_e}} \tag{6.87}$$

La charge critique élastique d'Euler (C_e), donnée par l'équation (3.31) pour un coefficient de longueur effective K égal à 1,0 ou par l'équation (5.2), reproduite ici pour faciliter la discussion, est calculée par rapport à l'axe de flexion considéré.

$$C_e = \frac{\pi^2 E A}{\left(\dfrac{KL}{r}\right)^2} \tag{6.88}$$

Le coefficient d'amplification des moments (U_1) sert à tenir compte des effets de type P-δ, c'est-à-dire à amplifier les moments fléchissants qui se développent le long de la pièce, tel que défini à la section 3.8.3. Tous les autres paramètres des équations (6.84 à 6.88) ont été définis précédemment.

Il convient de souligner que les équations (6.84) et (6.85) sont des équations d'interaction donnant la *résistance de la pièce en travée* lorsque le mode de flexion est le *flambement en flexion par rapport à l'axe de chargement* c'est-à-dire, lorsque le flambement en torsion ou le déversement de la pièce ne peut pas se produire. C'est le cas pour les sections tubulaires ou pour la flexion par rapport à l'axe faible (y-y) d'un profilé en I, par exemple. L'utilisation des équations (6.84) et (6.85) *n'exclut pas* la vérification de la résistance au flambement de la pièce (C_r) sous l'action de la charge axiale C_f, c'est-à-dire la vérification de l'équation (5.43), avec comme valeur d'élancement celle donnée par l'équation (5.44) pour l'axe de flexion considéré. On constate, en effet, que la contrainte normalisée $\overline{F}\,(\overline{F} \leq 1{,}0)$, qui apparaît dans l'équation (5.43), est absente dans les équations (6.84) et (6.85).

Considéré autrement, il faut s'assurer que la charge de compression pondérée (C_f) dans les équations d'interaction (6.84) et (6.85) n'excède pas la résistance pondérée (C_r) donnée par l'équation (5.43). Cette condition se traduit par l'équation suivante où $\overline{F}$ est obtenu de l'équation (5.10) ou à partir de la figure 5.22 avec $\overline{\lambda} = (KL/r)$ ou, si l'on préfère, $\overline{\lambda} = (KL/r)\sqrt{F_o / \pi^2 E}$, donné par l'équation (5.41) :

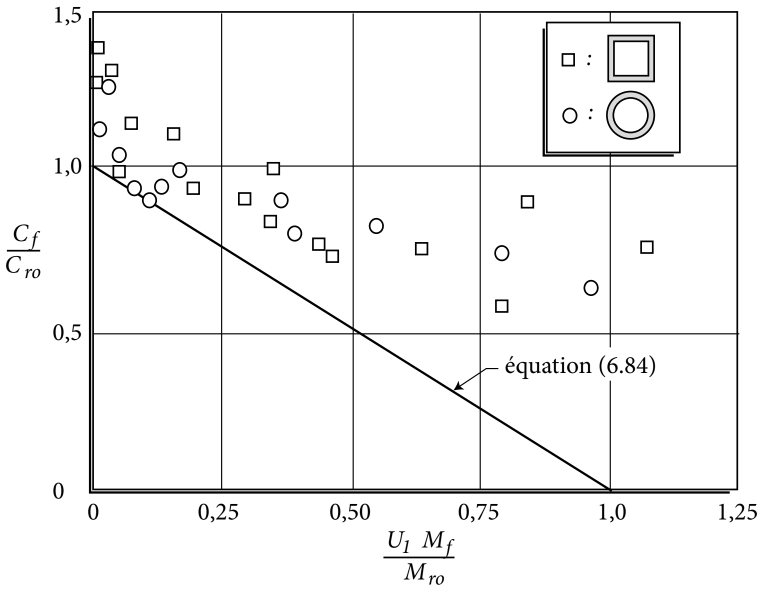
$$C_f \leq \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_o \tag{6.89}$$

Rappelons que les coefficients de pondération ϕ_c et ϕ_y sont égaux à 0,9.

Pour bien saisir le sens de l'équation (6.84), on peut remplacer C_f par sa valeur donnée par l'équation (6.89) et simplifier pour obtenir l'équation suivante dans laquelle $\overline{F} = F_c/F_o$, selon l'équation (5.42) et $M_{ro} = \phi_y S_c F_o$:

$$\frac{U_1 M_f}{M_{ro}} + \overline{F} \leq 1{,}0 \tag{6.90}$$

La validité de l'application des équations (6.84) et (6.85) et, par extension (6.90), a été amplement démontrée par de nombreux essais dont les résultats ont, entre autres, été publiés dans les références [6.2], [6.3] et [6.31], et dont un exemple est présenté sur la figure 6.31.



Notes : • Résultats tirés de la référence [6.31].
• Le conservatisme apparent de la prédiction théorique est imputable à la réserve plastique des spécimens.

FIGURE 6.31 Comparaison de résultats d'essais aux prédictions théoriques pour des profilés tubulaires comprimés et fléchis

Bien qu'il soit plutôt rare qu'une pièce comprimée et fléchie soit sollicitée en *flexion biaxiale* dans les charpentes d'aluminium, la référence [6.1] propose une équation sécuritaire qui est une simple extension de l'équation (6.84) et qui, par conséquent, est limitée aux mêmes conditions d'utilisation : $C_f \leq C_r$, pas de déversement ni de flambement en torsion, etc.

Lorsqu'une telle condition de chargement est présente, c'est généralement la contrainte maximale qui se développe dans la même fibre extrême sous l'action combinée des charges C_f, M_{fx} et M_{fy}, qui détermine l'état limite de rupture *et non l'instabilité* en flexion ou en torsion[6.6], tel qu'illustré sur la figure 6.32. Ceux qui préfèrent une solution plus raffinée à un problème complexe, doivent consulter la littérature sur le sujet[6.11].

$$\frac{M_{fx}}{S_x\left(1-\frac{C_f}{C_{ex}}\right)}+\frac{M_{fy}}{S_y\left(1-\frac{C_f}{C_{ey}}\right)}+\frac{C_f}{A}\leq \phi_y\, F_o \tag{6.91}$$

Les indices x et y pour M_f, S et C_e, dans l'équation (6.91), réfèrent aux axes de flexion x - x et y - y de la section. Tous les termes de l'équation ont été définis plus haut.

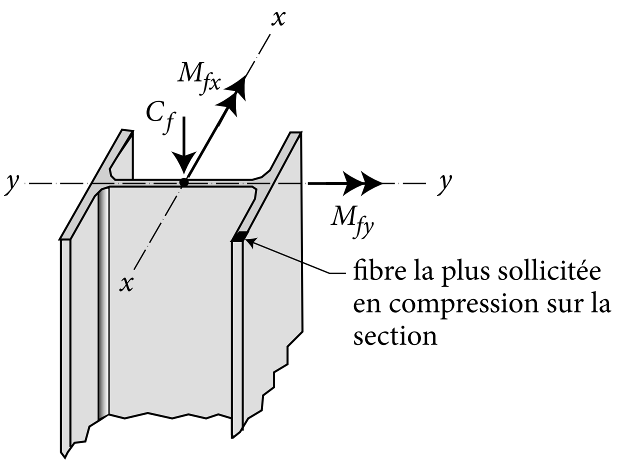


FIGURE 6.32 Conditions de sollicitation en flexion biaxiale

6.8.4 Résistance globale de la pièce avec effet de torsion

Lorsque la pièce comprimée et fléchie est *libre de déverser ou de flamber par rapport à l'axe faible*, comme c'est le cas, par exemple, pour une section en I fléchie par rapport à l'axe fort (x-x), il faut vérifier l'équation suivante qui est, en fait, pratiquement la même que l'équation d'interaction utilisée pour le calcul des sections d'acier[6.32] :

$$\frac{M_f}{M_r\left(1-\frac{C_f}{C_{ex}}\right)}+\frac{C_f}{C_{ry}}\leq 1{,}0 \tag{6.92}$$

Le moment fléchissant pondéré (M_f) est défini comme pour l'équation (6.84). Toutefois, lorsque le moment fléchissant est induit dans la pièce par une charge excentrée (voir la figure 6.30), il n'est pas nécessaire d'amplifier le moment fléchissant de 20 % comme dans l'équation (6.86) puisque le modèle qui a servi à dériver les équations pour simuler le déversement est basé sur une distribution uniforme des moments, tel qu'illustré sur la figure 6.13a. Il en résulte que le moment fléchissant à considérer, lorsqu'il y a excentricité de la charge axiale appliquée sur la pièce, doit être le moment M_f calculé à l'aide de l'équation suivante :

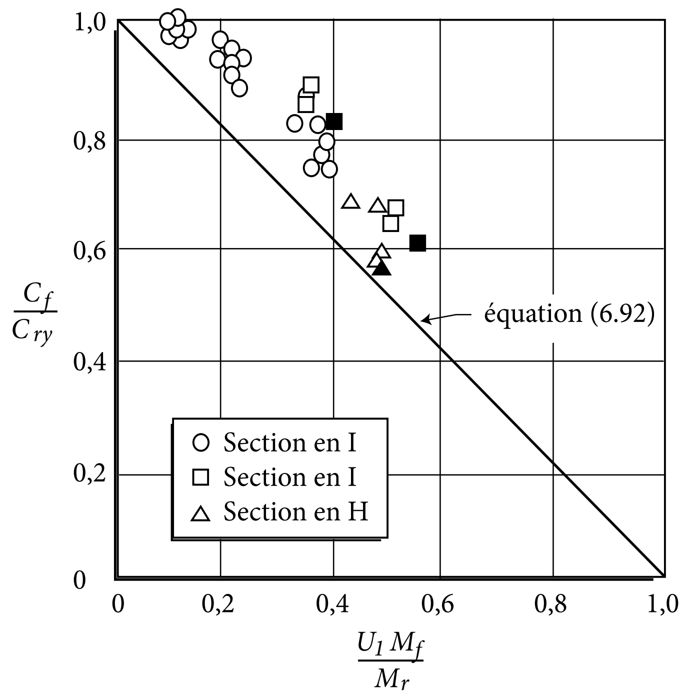
$$M_f = eC_f \tag{6.93}$$

La charge C_f dans les équations (6.92) et (6.93) est simplement la charge axiale pondérée sollicitant la pièce. Puisque la pièce est libre de flamber par rapport à l'axe faible, c'est donc la résistance pondérée au flambement par rapport à cet axe (axe *y-y*), c'est-à-dire C_{ry} calculé à l'aide de l'équation (5.43) avec $\bar{\lambda}$ donné par l'équation (5.41), qu'il faut considérer dans l'équation (6.92). Par contre, puisque la pièce est sollicitée en flexion par rapport à l'axe fort (*x-x*), la charge d'Euler (C_e) qui apparaît dans l'équation (6.87) pour le calcul du coefficient d'amplification des moments (U_1), doit être évaluée par rapport à l'axe *x-x*, C'est la raison pour laquelle C_{ex} est utilisé au dénominateur du premier terme de l'équation (6.92).

Enfin, la variable M_r est la résistance pondérée au déversement de la pièce fléchie, telle que définie par l'équation (6.21) pour les valeurs d'élancement présentées dans les sections 6.3.2 à 6.3.4 et dans la section 6.4.

La validité de l'équation (6.92) a, entre autres, été démontrée dans les références [6.2], [6.3], [6.31] et [6.32]. Un exemple de comparaison entre des résultats d'essais et les prédictions de l'équation (6.92) est présenté sur la figure 6.33.

Le calcul détaillé d'une pièce comprimée et fléchie est présenté à l'exemple 6.5 de la section 6.11.



Notes : • Figure tirée de la référence [6.31].

• Les symboles noircis représentent une rupture inélastique.

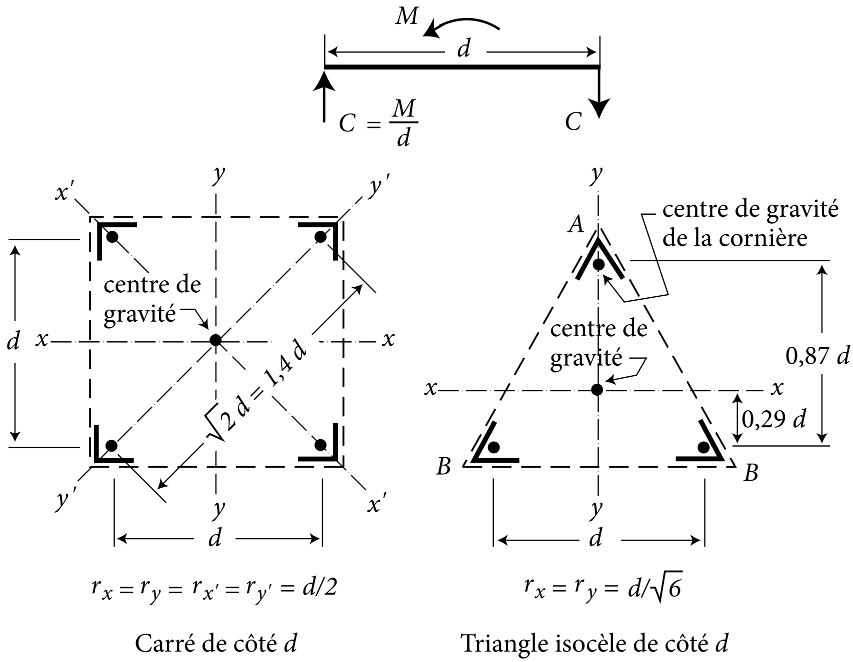
FIGURE 6.33 Comparaison de résultats d'essais aux prédictions théoriques pour des profilés à section en I et en H comprimés et fléchis

6.8.5 Résistance des membrures triangulées

L'équation d'interaction qui gouverne la résistance des membrures triangulées comprimées et fléchies est la suivante 6.1 :

$$\frac{M_f}{kd\left(1-\frac{C_f}{C_e}\right)}+\frac{C_f}{N}\leq C_r \tag{6.94}$$

Cette équation ramène les efforts pondérés maximaux C_f et M_f, qui sollicitent la membrure triangulée, à l'effort de compression maximal sollicitant *une des pièces principales* de la membrure. C'est la raison pour laquelle C_f est divisé par N, le nombre de pièces principales que comporte la membrure (généralement trois ou quatre, tel qu'illustré sur la figure 6.34) et que M_f est divisé par la variable kd, tel que définie sur la figure 6.34.



Membrure	Axe de flexion	Cornières impliquées	C	kd
Carrée	x - x ou y - y	2 cornières	$M/2\,d$	$2\,d$
	x' - x' ou y' - y'	1 cornière	$M/1{,}4\,d$	$1{,}4\,d$
Triangulaire	y - y	1 cornière B	M/d	d
	x - x	cornière A	$M/0{,}87\,d$	$0{,}87\,d$
	x - x	2 cornières B	$M/1{,}74d$	$1{,}74\,d$

FIGURE 6.34 Caractéristiques géométriques des pièces triangulées pour la flexion-compression

La charge d'Euler (C_e) dans l'équation (6.87) pour le calcul de U_1 est évaluée par rapport à l'axe de flexion considéré. Le rayon de giration (r) de la pièce triangulée, qui apparaît dans l'équation (6.88) pour le calcul de C_e, est égal à $d/2$ pour les sections carrées et à $d/\sqrt{6}$ pour les sections triangulaires, où d est la largeur d'un côté de la pièce triangulée.

La résistance limite (C_r) est la résistance pondérée en compression de la pièce principale concernée. Elle est obtenue à l'aide de l'équation (5.43) avec la valeur appropriée de F_o (équations (5.33) à (5.39), à l'exception de l'équation (5.36), pour des raisons évidentes) et $\overline{F}$ calculé à l'aide des équations (5.10) et (5.41), en considérant l'élancement (λ) de la pièce décrit par l'équation (5.63). Cependant, tel que mentionné à la section 5.6.1, il est préférable de dimensionner les pièces de la membrure de façon à ce que le voilement des plaques, régi par les équations (5.34) et (5.35), ne gouverne pas. La longueur de la pièce principale est celle qui est mesurée entre deux connecteurs, tel qu'illustré sur la figure 5.35 (voir l'exemple 6.4 à la section 6.11).

6.8.6 Nouvelle équation d'interaction entre une force axiale et la flexion

Tel que mentionné précédemment, la référence [6.1] a adopté une nouvelle méthode pour le calcul de la résistance des membrures d'une charpente d'aluminium sollicitées par un effort axial de traction ou de compression combiné à un effort de flexion[6.36]. Cette méthode initialement développée pour les charpentes d'acier a été adaptée aux charpentes d'aluminium et a été retenue par la référence [6.4].

Si les cinq conditions d'utilisation décrites à la section 5.12 sont respectée, l'équation d'interaction linéaire (6.95), qui suit, peut être utilisée en remplacement des équations présentées aux sections 6.7 et 6.8. Il faut ainsi procéder à une analyse élastique du second ordre incluant les effet P-Δ, les effets P-δ et les effets des imperfections géométriques sur la stabilité des charpentes (voir les sections 3.8.3 et 3.8.4 à cet effet). De plus, il faut tenir compte de la réduction de la rigidité des éléments due à une élasticité insuffisante par l'application d'un coefficient τ_b à la rigidité en flexion de tous les éléments qui contribuent à la stabilité de la charpente (équations 5.114 et 5.115), et tenir compte des incertitudes quant à la rigidité et à la résistance en appliquant un coefficient égal à 0,8 aux rigidités axiales, en cisaillement et en flexion existant dans la charpente (il suffit de réduire E de 20%).

$$\frac{P_f}{P_r} + \frac{M_{fx}}{M_{rx}} + \frac{M_{fy}}{M_{ry}} \leq 1{,}0 \tag{6.95}$$

Dans cette équation, P_f et M_f sont respectivement la charge axiale et le moment fléchissant pondérés sollicitant la pièce, P_r est la résistance axiale disponible calculée selon le chapitre 4 pour la traction ou le chapitre 5 pour la compression et M_r est la résistance à la flexion disponible calculée selon le chapitre 6.

6.9 RÉSISTANCE AU CISAILLEMENT DE DIVERS TYPES D'ÉLÉMENTS

6.9.1 Pièces comprimées et fléchies

La référence [6.1] propose quelques équations pour le calcul de l'effort de cisaillement pondéré maximal ($V_{\max}$) à considérer dans le calcul des pièces en flexion composée.

Lorsque des *charges transversales* se combinent à une *charge axiale concentrique*, l'effort tranchant V_f induit par les charges transversales doit être amplifié comme l'est le moment fléchissant en travée à l'aide du coefficient d'amplification U_1 donné par l'équation (6.85) :

$$V_{\max} = \frac{V_f}{1 - \dfrac{C_f}{C_e}} \tag{6.96}$$

On retient la *plus grande valeur* entre celle de $V_{\max}$ obtenue de l'équation (6.96) et la valeur minimale de l'effort tranchant calculée à l'aide de l'équation suivante, couramment utilisée dans la pratique pour tenir compte de la composante transversale de l'action que la charge axiale C_f exerce sur la pièce déformée en flexion :

$$V_{\max} = \frac{C_f}{40} = 0{,}025 C_f \qquad (2{,}5\,\%\text{ de } C_f) \tag{6.97}$$

Lorsque le moment fléchissant (M_f) dans la pièce comprimée et fléchie est imputable à une *charge axiale excentrique*, l'effort tranchant maximal ($V_{\max}$) à considérer pour le calcul de la résistance de la pièce est la plus élevée des valeurs données par l'équation (6.97) et l'équation suivante :

$$V_{\max} = \frac{5 C_f\, e}{\left(\dfrac{C_e}{C_f} - 1\right) L} \tag{6.98}$$

L'excentricité e est définie sur la figure 6.30 et L est la longueur de la pièce. Cette équation est obtenue en posant $V_{\max} = C_f\, \theta$, où θ est la rotation à l'extrémité d'une pièce chargée axialement de façon excentrée :

$$\theta = \frac{C_f\, e\, L}{2EI\left(1 - \dfrac{C_f}{C_e}\right)}$$

Il suffit de remplacer EI dans cette équation par la valeur obtenue de l'équation d'Euler ($C_e = \pi^2 EI / L^2$) pour obtenir l'équation (6.98).

Lorsque les résultats d'une analyse globale du deuxième ordre sont utilisés (effets de types P-Δ, P-δ et effets des imperfections géométriques), il n'y a pas lieu d'amplifier les efforts de cisaillement comme dans les équations (6.96) et (6.98), puisque les efforts de cisaillement sont déjà correctement amplifiés.

6.9.2 Panneaux plats à raidisseurs multiples

Cette section fait en quelque sorte suite à la section 5.8 où l'on traite du flambement des panneaux plats raidis.

Les raidisseurs sont assez rapprochés les uns des autres dans les panneaux raidis et ils sont généralement placés dans la direction la plus courte du panneau. Le flambement causé par le cisaillement prend la forme d'ondulations dans la direction de la composante de compression de la contrainte de cisaillement, dont les caractéristiques sont assez bien connues pour les panneaux plats avec raidisseurs simples disposés sur la surface, tels ceux montrés sur la figure 5.36a. Le comportement en flambement des feuilles formées à froid, telles celles présentées à la figure 5.36b, est beaucoup plus difficile à évaluer puisqu'il se produit, entre autres, des distorsions au niveau des attaches sur le contour du panneau.

Une évaluation sécuritaire de la résistance au flambement en cisaillement peut être obtenue de la théorie classique du flambement élastique des panneaux orthotropiques[6.11], lorsque la constante de torsion est négligée et que les courbes de flambement normalisées des plaques (courbes 3 et 4 de la figure 5.23) sont utilisées pour tenir compte du comportement inélastique du matériau et des imperfections. Toutefois, la résistance des attaches sur le contour doit généralement être évaluée par des essais ou en consultant la littérature sur le sujet.

La résistance pondérée en cisaillement (V_r) dans le plan d'un panneau plat à raidisseurs multiples est évaluée à l'aide de l'équation suivante dans laquelle h est la largeur du panneau dans la direction de la force de cisaillement, t est l'épaisseur de la plaque (ou tôle) constituant la section, $F_{sy} = 0{,}6\,F_y$ est la contrainte limite ($F_o = F_{sy}$) et $\overline{F}$ est la contrainte normalisée calculée à l'aide de l'équation (5.10) *pour les plaques* ou obtenue de la figure 5.23 en utilisant les courbes 3 ou 4 :

$$V_r = \phi_y\, h\, t\, \overline{F}\,(0{,}6F_y) \tag{6.99}$$

Pour les panneaux constituée d'une plaque ou d'une feuille raidie (figure 5.36a), l'élancement (λ) à considérer dans l'équation 5.8 pour le calcul de $\overline{\lambda}$ est :

$$\lambda = 0{,}8b\sqrt[8]{\frac{t}{I^3}} \tag{6.100}$$

Pour les feuilles (ou tôles) formées à froid (figure 5.36b), on a :

$$\lambda = \frac{0{,}8b}{\sqrt[4]{\eta\, r^3\, t}} \tag{6.101}$$

Dans ces équations, b est la dimension du panneau dans la direction des raidisseurs (figures 5.38a (i) et 5.38b (i)), I est le moment d'inertie *par unité de largeur* du panneau, η est le rapport de la largeur originale de la feuille (dépliée) sur la largeur de la feuille formée à froid et r est le rayon de giration du profilé laminé (voir l'exemple 6.7 à la section 6.11).

6.9.3 Parois courbes et tubes

Le flambement des parois courbes et des tubes a été étudié de façon sommaire à la section 5.9. Pour compléter cette étude, on présentera quelques équations générales pour le calcul de la contrainte de flambement en cisaillement (F_{sc}) de ces éléments particuliers.

La contrainte F_{sc} est obtenue de l'équation (5.12) ($F_{sc} = \overline{F}\,F_o$) avec $F_o = F_{sy} = 0{,}6\,F_y$ et $\overline{F}$ obtenu de l'équation (5.10) pour les plaques (courbes 3 et 4 de la figure 5.23). Les valeurs de λ à utiliser dans l'équation (5.8) sont les suivantes[6.11] :

Pour un tube, la plus petite des valeurs obtenues des équations (6.102) et (6.103) :

$$\lambda = 4\sqrt[8]{\left(\frac{R}{t}\right)^5}\,\sqrt[4]{\frac{a}{t}} \tag{6.102}$$

$$\lambda = 6\sqrt[4]{\left(\frac{R}{t}\right)^3} \tag{6.103}$$

Pour une paroi courbe,

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1+\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^2}} \tag{6.104}$$

Dans ces équations, R est le rayon de courbure et t est l'épaisseur de la paroi, a est la distance entre les raidisseurs périphériques, λ_1 est l'élancement donné par la plus petite des équations (6.102) et (6.103) pour un tube de même rayon de courbure et de même longueur et λ_2 est l'élancement donné par l'équation (6.53) pour un panneau plat de même proportion que le panneau courbe.

Il convient de souligner que l'équation (6.104) a la même forme que celle de l'équation (5.74) et qu'elle découle de la formule de base qui permet de combiner deux contributions individuelles à l'élancement ou à la flexibilité d'une pièce (voir l'équation 6.22).

La résistance pondérée en cisaillement (V_r) est obtenue de l'équation (6.99) en considérant F_{sc} défini plus haut ($F_{sc} = 0{,}6\,\overline{F}F_y$). Un exemple de calcul est présenté à la section 6.11.

6.9.4 Panneaux sandwich plats

Quelques équations ont été présentées à la section 5.10 pour le calcul de la résistance au flambement des panneaux sandwich. Il ne reste plus qu'à dériver les équations pour le cisaillement.

La première concerne la contrainte de flambement en cisaillement dans la plan du panneau de dimensions $L \times b$ et d'épaisseur d (voir la figure 5.41). L'élancement du panneau pour cet état limite est obtenu de la référence [6.12] et s'applique lorsque $L > b$:

$$\lambda = \frac{0{,}8b}{d\sqrt{1 + 0{,}75\left(\frac{b}{L}\right)^2}} \tag{6.105}$$

On fait appel à l'équation (5.8) pour le calcul de $\overline{\lambda}$ et à l'équation (5.10) pour le calcul de $\overline{F}$ pour une plaque (courbes 3 et 4 sur la figure 5.23). La contrainte F_{sc} est ensuite obtenue de l'équation (5.12) avec $\overline{F}$ et $F_o = F_{sy} = 0{,}6\,F_y$. Il convient de rappeler que cette contrainte n'affecte que les tôles constituant la peau du panneau.

Par contre, comme pour la résistance en compression (voir l'équation 5.89), il faut diviser la résistance au flambement en cisaillement (C_s) par le facteur $(1 + C_s / G_c\, d\, b)$ afin de tenir compte de la flexibilité en cisaillement du noyau[6.12].

Tel que mentionné à la section 5.10.4, le panneau développe des contraintes de cisaillement auxquelles doivent résister, à la fois, le noyau et la colle qui fait le lien entre la peau et le noyau lorsqu'il flambe sous l'effet des charges pondérées. La force de cisaillement pondérée par unité de longueur, perpendiculaire à la peau, étant représentée par v_f, et d étant la profondeur du panneau, la résistance pondérée requise en cisaillement (τ_{vr}) est alors évaluée à l'aide de l'équation suivante :

$$\tau_{vr} \geq \frac{v_f}{d} \tag{6.106}$$

6.10 POUTRES MIXTES ALUMINIUM-BÉTON

Bien qu'à prime abord l'aluminium ne semble pas être aussi compatible avec le béton que peut l'être l'acier, on est parvenu avec succès à concevoir et à réaliser des structures de ponts mixtes comportant une dalle de béton généralement léger, des poutres et autres éléments structuraux en aluminium, et des connecteurs mécaniques, le plus souvent en alliage d'aluminium de même type que celui des poutres.

L'utilisation des poutres mixtes aluminium-béton est, pour le moment, limitée à la construction de ponts. Bien que la référence [6.1] présente une nouvelle section assez détaillée sur le calcul des poutres mixtes constituées de poutres d'aluminium reliées à une dalle de béton à l'aide de connecteurs de cisaillement, elle en suggère une utilisation prudente en raison de l'insuffisance de recherche et de connaissances sur le sujet. La méthode de calcul est empruntée à celle des poutres mixtes acier-béton[6.10], bien qu'il soit, entre autres, reconnu que les coefficients de dilatation thermique aluminium-béton soient moins compatibles que ceux entre l'acier et le béton. On recommande au concepteur de prendre ces effets en considération.

Puisque les poutres mixtes aluminium-béton sont encore très peu utilisées dans les structures de bâtiment et qu'il est possible que les recommandations actuelles de la référence [6.1] soient revues, la présente section se limitera donc à une présentation assez générale sur le sujet.

Le tableau 6.2 présente une liste des principaux ponts d'aluminium construits en Amérique du Nord entre les années 1946 et 1967[6.33]. Un supplément d'information sur les ponts et passerelles en aluminium peut être trouvé sur le site web d'AluQuébec.

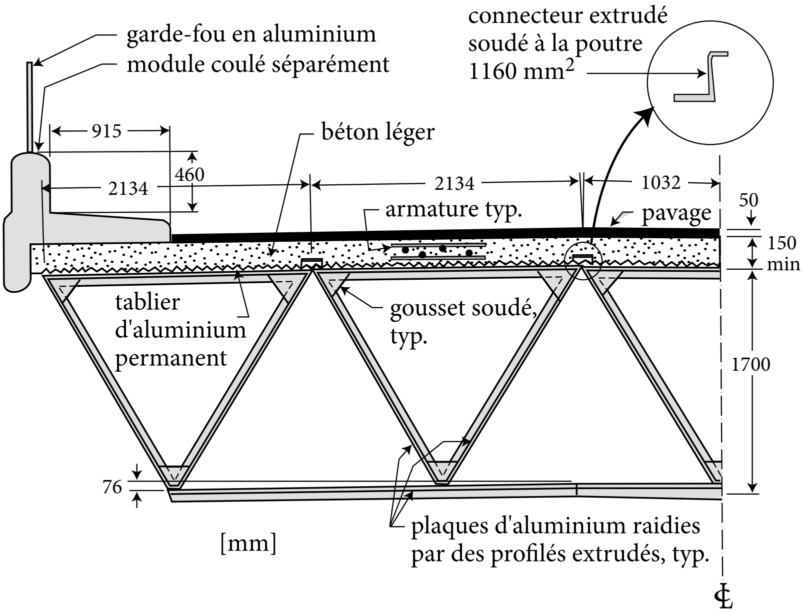
TABLEAU 6.2 Pont majeurs utilisant l'aluminium, en Amérique du Nord

Lieu	Type de pont	Portées (m)	Année	Alliage
Rivière Grasse, Massena, NY (Chemin de fer)	Pont ferroviaire à parois rivetées	30,5	1946	2014-T6
Rivière Saguenay, Arvida, Canada	Pont arqué à parois rivetées	5 à 6,1 88 5 à 6,1	1950	2014-T6
Rue 86, au-dessus de I-80, Des Moines, Iowa	Dalle de béton sur poutres, parois soudées, action composite	12, 21 21, 12	1958	5083-H113
I-495, au-dessus de l'échangeur Jerico, Jerico, NY (2 ponts)	Dalle de béton sur poutres, parois rivetées, action composite	23	1960	6061-T6
Rte 36, au-dessus de la riv. Appomattox, Petersburg, Va	Dalle de béton sur poutres, caissons triangulés boulonnés, action composite	30	1961	6061-T6
Rte 110 et Av. Wellwood au-dessus de l'autoroute Sunrise, Amityville, NY (2 ponts)	Dalle de béton sur poutres, caissons triangulés rivetés, action composite	9, 23 23, 9	1963	6061-T6
Rte 32, au-dessus de la route River So., Sykesville, MD	Dalle de béton sur poutres, caissons triangulés rivetés, action composite	28, 29, 32	1963	6061-T6
Smithfield Bridge, Pittsburgh, Pennlylvanie	Pont à treillis avec tablier orthotrope en aluminium	111, 111	1967*	6061-T6 extrusion 5456-H321 platelage

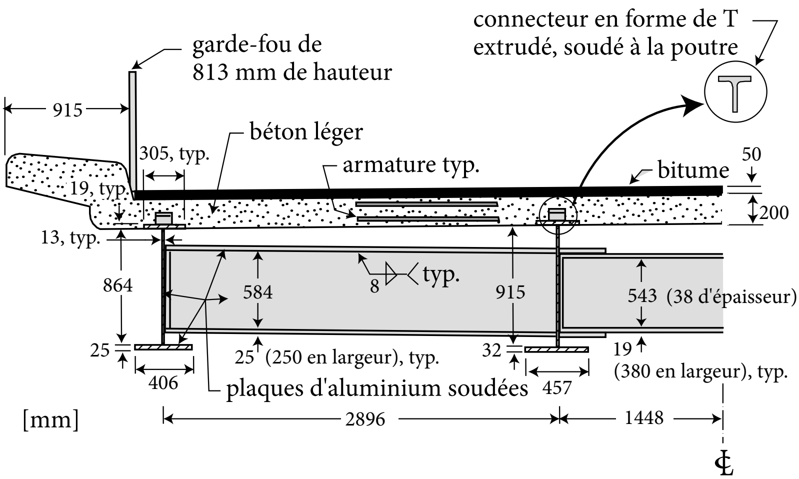
* 1967 est la date d'installation du tablier orthotrope en aluminium sur ce pont, qui date de 1883.

On constate que la majorité de ces ponts sont des ponts mixtes aluminium-béton. La figure 6.35 montre la section transversale du tablier de quelques-uns de ces ponts.

Plus tard, en France et en Italie, les tabliers de quelques vieux ponts suspendus ont été remplacés par des tabliers plus légers en aluminium et béton. La figure 6.36 montre la nouvelle section transversale du tablier du pont de Groslée, de 174 m de portée, construit en 1912 sur le Rhône, en France[6.3]. Il y a quelques décennies, le vieux tablier acier-bois a dû être remplacé par un tablier mixte aluminium-béton, lequel s'est avéré la solution la plus économique.



a) Ponts de Petersburg, Amityville et Sykesville



b) Pont de Des Moines

FIGURE 6.35 Section transversale de quelques ponts mixtes béton-aluminium construits aux États-Unis

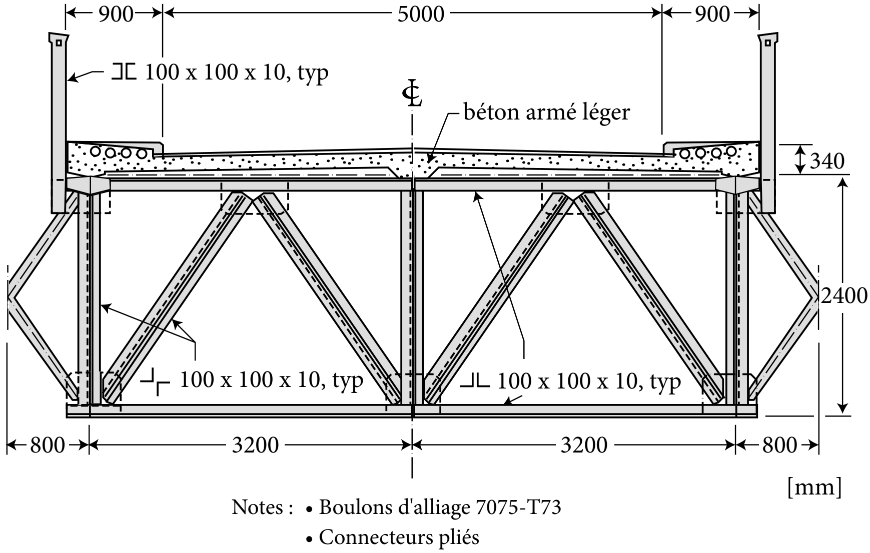
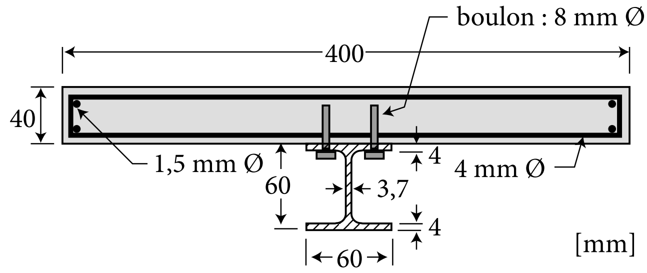


FIGURE 6.36 Section transversale du pont de Groslée, France

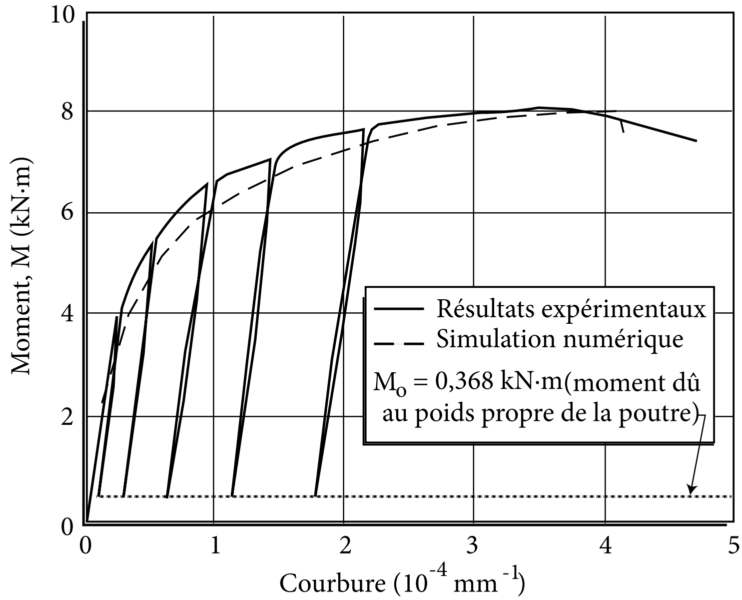
La référence [6.34] présente quelques critères à respecter pour le calcul de poutres à section mixte béton-aluminium, mais c'est surtout la référence [6.35] qui présente les règles les plus complètes en Amérique pour le calcul des poutres et caissons mixtes. Cette référence semble toutefois être discontinuée.

L'objectif visé par la présente section n'est pas de présenter des règles précises pour le calcul des poutres mixtes aluminium-béton, mais plutôt de souligner l'existence de ce type de construction et d'en présenter les principales caractéristiques. Les calculs s'apparentent à ceux des poutres mixtes acier-béton[6.10], mais possèdent plusieurs singularités dont il faut bien tenir compte. Ce qu'il faut surtout retenir, c'est le fait que ce type de construction n'a pas encore vraiment fait ses preuves et que, par conséquent, il nécessite encore beaucoup de recherche.

Dans la littérature, il existe peu d'information sur le sujet, à l'exception de quelques résultats de recherche publiés dans des comptes rendus de conférences ou des journaux spécialisés. L'ouvrage qui sert de référence principale, dans le cas présent, est la référence [6.3]. On y présente sommairement l'état de la technologie et on commente, en assez grand détail, certains résultats d'essais effectués sur des poutres mixtes ainsi qu'un modèle de simulation numérique qui semble donner d'assez bons résultats, tel qu'en fait foi la figure 6.37.



a) Section transversale du spécimen d'essai



b) Relation moment-courbure

FIGURE 6.37 Échantillon des résultats expérimentaux et numériques présentés dans la référence [6.3]

Voici donc quelques-unes des principales caractéristiques des poutres mixtes aluminium-béton :

Méthode de calcul

La méthode de calcul élastique basée sur la section transformée est recommandée[6.34].

Connecteurs de cisaillement

Les connecteurs de cisaillement doivent être du même alliage que ceux de la poutre. Leurs caractéristiques de résistance doivent être démontrées par des essais en laboratoire. La figure 6.38 montre quelques exemples de connecteurs utilisés dans les poutres mixtes aluminium-béton. Le concept illustré sur la figure 6.38d semble très prometteur puisqu'il élimine le soudage ou le boulonnage des connecteurs de cisaillement. La référence [6.3] souligne le grand potentiel et les nombreux avantages des liaisons collées par époxy, mais insiste sur les besoins en recherche de cette nouvelle technologie qui ouvrirait la porte à la préfabrication des éléments de béton et d'aluminium et à un assemblage des composantes grandement facilité sur le site.

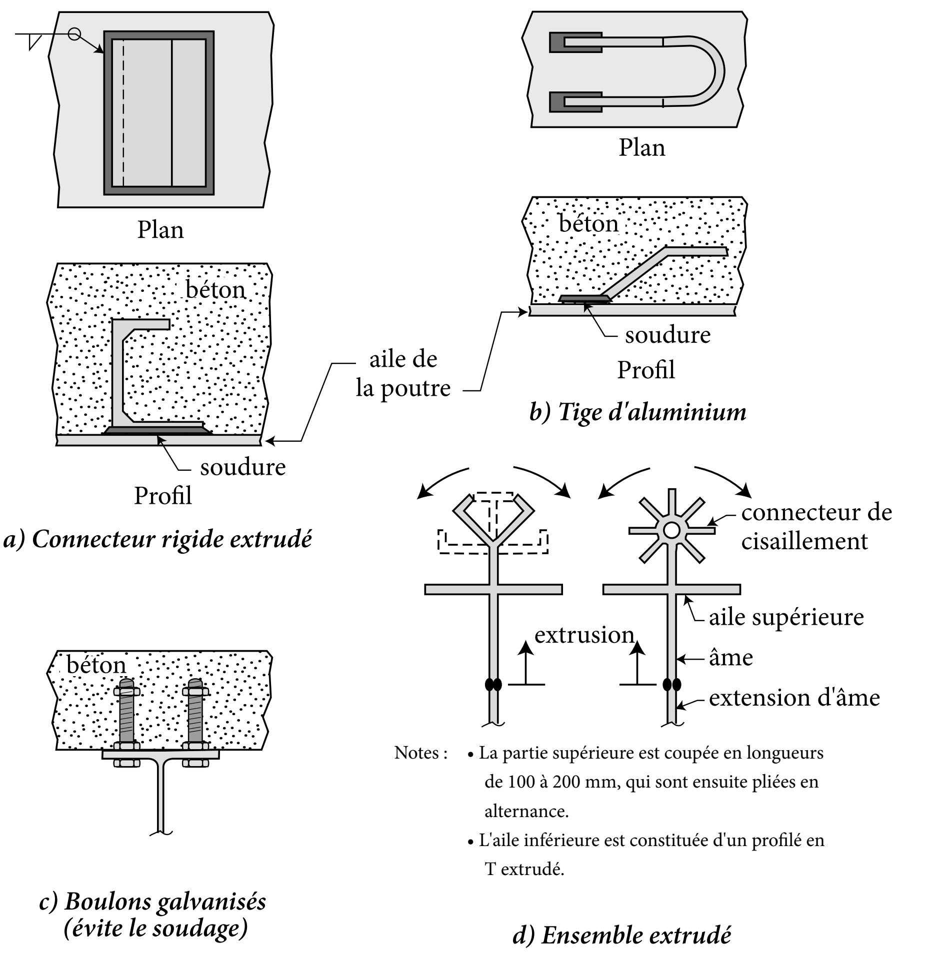


FIGURE 6.38 Exemples de types de connecteurs de cisaillement utilisés dans les poutres mixtes béton-aluminium

Dilatation thermique

Un des principaux problèmes qui caractérise les poutres mixtes béton-aluminium est le grand écart qui existe entre les coefficients de dilatation thermique des matériaux (voir le tableau 2.6) et l'influence que cela peut avoir sur le comportement global de la poutre. Toutefois, les concepteurs ne semblent pas avoir été importunés outre mesure par cette difficulté additionnelle. La référence [6.3] présente quelques résultats d'études qui démontrent, entre autres, l'influence favorable du couplage de l'effet thermique et du rapport des modules d'élasticité de l'aluminium et du béton E_a/E_c sur le comportement général des poutres mixtes.

Corrosion galvanique

L'aluminium en contact avec le béton doit être protégé convenablement pour éviter tout problème de corrosion galvanique qui risquerait d'affecter les composantes métalliques (voir la section 2.14). Il existe plusieurs techniques reconnues pour protéger le métal (voir la section 2.7 et la section 2.14.21). Entre autres, il est recommandé d'utiliser de l'acier d'armature recouvert d'époxy, de peindre les surfaces en contact (les connecteurs en particulier) et de bien spécifier dans le devis d'éviter les chlorures dans le béton[6.34].

Soudage

Il faut tenir compte des réductions de capacité induites par le soudage de l'aluminium (voir le chapitre 4).

Rapport E_a/E_c

Le rapport peu élevé des modules d'élasticité E_a/E_c, pour l'aluminium, comparé à celui de l'acier, influence grandement le comportement de la poutre mixte; positivement, à l'occasion, comme on l'a vu plus tôt, mais aussi négativement.

Action composite partielle

L'hypothèse que les sections planes restent planes en flexion n'est pas toujours vérifiée. Elle est grandement fonction de la rigidité relative des connecteurs.

Pour conclure, on constate que les poutres mixtes aluminium-béton constituent un champ très intéressant de recherche pour les années à venir.

Pont de Trévoux dans la région de Lyon, France Structure suspendue constituée de pièces soudées en aluminium PHOTO : DENIS BEAULIEU

6.11 EXEMPLES DE CALCUL

EXEMPLE 6.1 Section tubulaire fléchie

Choisir l'épaisseur (t) qui permettrait à un profilé tubulaire dont les dimensions de la section sont 200 × 100 mm de résister en flexion aux charges présentées sur la figure 6.39a. Le profilé utilisé est en alliage 6061-T6 avec F_y = 240 MPa.

SOLUTION

– Calcul du moment fléchissant

Les coefficients de pondération des charges sont tirés de l'équation (3.3).

$$P_f = 1{,}25 \times 10 + 1{,}5 \times 15 = 35 \text{ kN}$$

$$M_f = 35 \times 2 = 70 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Le diagramme des moments fléchissants est présenté sur la figure 6.39b.

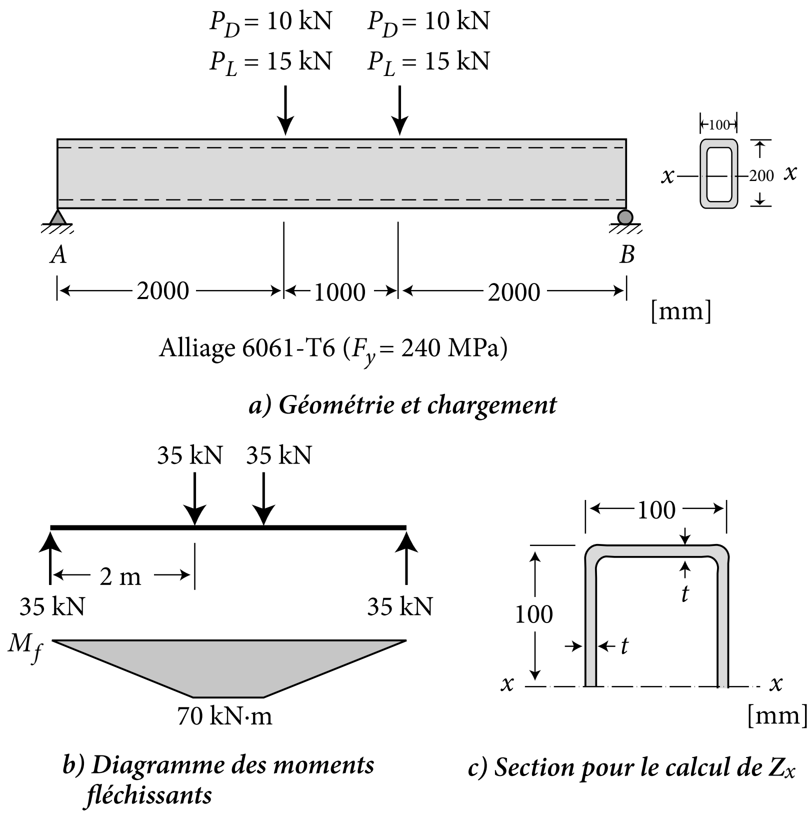


FIGURE 6.39 Poutre tubulaire de l'exemple 6.1

– Évaluation de l'épaisseur des parois

Pour commencer les calculs, on suppose que la section est de classe 1. On pourra s'assurer ensuite que cette hypothèse est vérifiée, c'est-à-dire que l'équation (6.10) ou (6.6) est satisfaite.

La résistance des sections de classe 1 est évaluée à l'aide des équations (6.13) et (6.14). Dans ce cas-ci, l'équation (6.14) ne contrôle pas puisque les calculs se font sur l'aire brute.

$$M_r = \phi_y \, Z \, F_y \geq M_f$$

$$Z \geq \frac{M_f}{\phi_y \, F_y} = \frac{70 \times 10^6}{0{,}9 \times 240} = 324 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Si on disposait de tables de propriétés des sections tubulaires rectangulaires, on trouverait directement la section. Le module de section plastique est évalué en se référant aux figures 6.5 et 6.39c. La façon la plus simple de procéder est de supposer une valeur de t et d'itérer jusqu'à ce qu'une épaisseur satisfaisante soit trouvée. Soit $t = 10$ mm.

$$Q_x = (100 \times 10)\,95 + 2\,(90 \times 10)\,\frac{90}{2} = 176 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Le module plastique requis est :

$$Z_x = 2Q_x = 352 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

L'épaisseur t = 10 mm semble satisfaisante.

– Vérification de la classe de la section

$$\frac{b}{t} \leq \frac{250}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(éq. 6.6)}$$

Pour une aile comprimée uniformément et retenue sur les deux bords par des parois elles-mêmes raidies, m est évalué à l'aide de l'équation (5.22), si la condition suivante est satisfaite :

$$\frac{a}{w} \leq 2{,}5\,\frac{b}{t}$$

$$\frac{b}{t} = \frac{100}{10} = 10$$

$$\frac{200}{10} = 20 < 2{,}5 \times 10 = 25$$

$$m = 1{,}25 + 0{,}2\,\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 1{,}65 \qquad \text{(éq. 5.22)}$$

$$m = 1{,}25 + 0{,}2\,\frac{(200/10)}{(100/10)} = 1{,}65$$

Ainsi :

$$\frac{250}{m\sqrt{F_y}} = \frac{250}{1{,}65\sqrt{240}} = 9{,}8$$

$$\frac{b}{t} \approx \frac{250}{m\sqrt{F_y}}$$

Étant donné le conservatisme des équations utilisées et aussi le fait que le module de section fourni est plus élevé que le module requis, on pourrait considérer que la section se qualifie pour la classe 1. Sinon, il faut augmenter l'épaisseur des parois à 12 mm.

EXEMPLE 6.2 Poutre en I sur plusieurs appuis

Une poutre en **I**, en alliage d'aluminium 6351-T6, est continue sur quatre appuis distants de 2000 mm et elle est sollicitée tel qu'illustré sur la figure 6.40a. Les propriétés géométriques de la section sont présentées sur la figure 6.40b.

a) En considérant que l'aile supérieure de la poutre est supportée transversalement, de façon efficace, par un diaphragme, évaluer la charge maximale pondérée (w_f) que peut supporter la poutre. Vérifier les états limites de flexion, de cisaillement, et de flexion et cisaillement combinés sur la section critique.

b) Vérifier la résistance à l'écrasement et au flambement vertical de l'âme aux appuis *B* et *C* pour la valeur la plus critique de w_f obtenue en (a). Considérer une plaque de transfert de largeur *n* égale à la largeur de la poutre (b).

c) Évaluer la charge maximale pondéréee (w_f) que peut supporter la poutre en considérant, cette fois-ci, que la poutre n'est supportée transversalement de façon efficace qu'au droit des quatre appuis. Ne tenir compte que des états limites de flexion.

SOLUTION

a) Poutre stabilisée par un diaphragme.

– Classe de la section

Pour commencer, on vérifie si la section est de classe 1. À cette fin, on utilise l'équation (6.6) avec m donné par l'équation (5.27). Pour une poutre en I, *b* représente la moitié de la largeur de l'aile (voir la figure 5.24a).

$$a = 254 \text{ mm} \qquad b = \frac{127}{2} = 63{,}5 \text{ mm}$$

$$w = 8{,}7 \text{ mm} \qquad t = 12{,}7 \text{ mm}$$

$$m = 3 + 0{,}6\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 5{,}0 \qquad \text{(éq. 5.27)}$$

$$m = 3 + 0{,}6\frac{(254/8{,}7)}{(63{,}4/12{,}7)} = 6{,}5$$

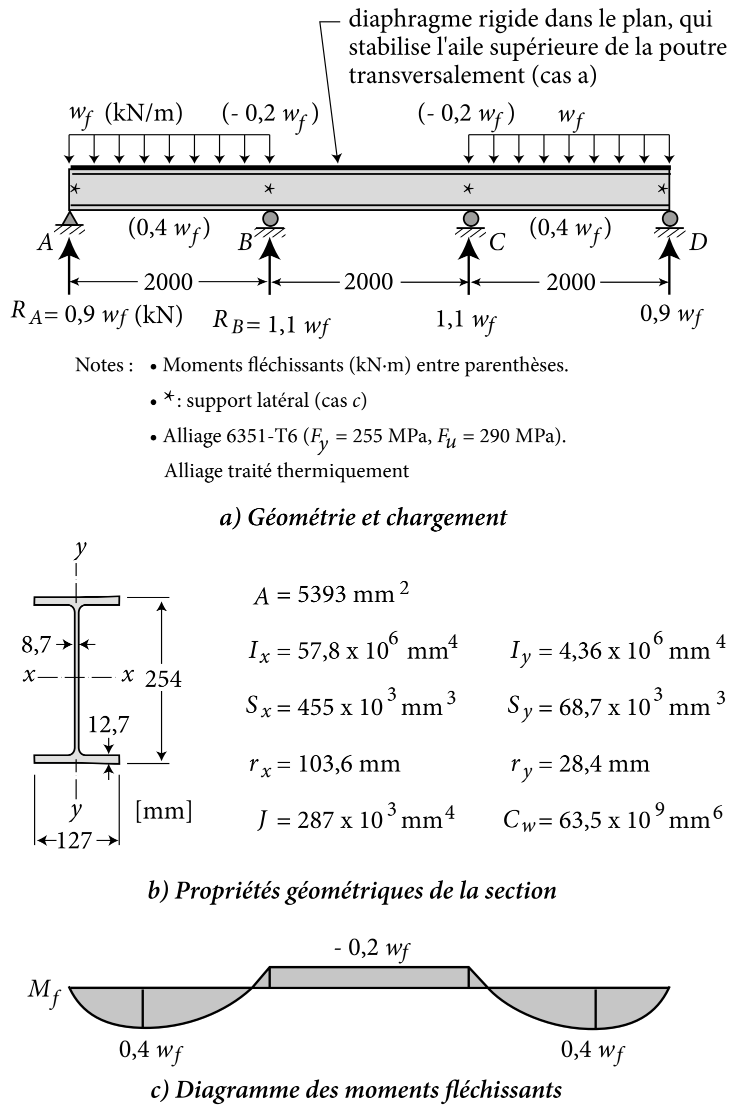


FIGURE 6.40 Poutre en I de l'exemple 6.2

Donc, $m = 5{,}0$, ce qui donne :

$$\frac{b}{t} \leq \frac{250}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(éq. 6.6)}$$

$$\frac{63{,}5}{12{,}7} = 5{,}0 \nleq \frac{250}{5{,}0\sqrt{255}} = 3{,}13$$

Vérifions pour la classe 2, à l'aide de l'équation (6.8).

$$\frac{420}{m\sqrt{F_y}} = \frac{420}{5{,}0\sqrt{255}} = 5{,}26$$

La section est donc de classe 2.

– Résistance de la section

Seule l'équation (6.16) a besoin d'être vérifiée pour le cas considéré ici.

$$M_r = \phi_y\, S_x\, F_y \qquad \text{(éq. 6.16)}$$

$$M_r = 0{,}9 \times 455 \times 10^3 \times 255 = 104 \times 10^6\ \mathrm{N \cdot mm}$$

$$M_r = 104\ \mathrm{kN \cdot m}$$

– Résistance au déversement des poutres *AB* et *CD*

On utilise l'équation (6.21) pour le calcul de la résistance au déversement des poutres.

$$M_r = \phi_y\, S_x\, \overline{F}\, F_o \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

$$\text{où} \quad \overline{F} = f(\lambda)$$

Puisque l'aile supérieure de la poutre est supportée transversalement par le diaphragme, les segments *AB* et *CD* de la poutre ne peuvent déverser ($\overline{F} = 1{,}0$). La résistance en flexion est alors celle de la section, tel que calculé plus haut. Ainsi,

$$M_r = 104\ \mathrm{kN \cdot m}$$

– Résistance au déversement de la poutre *BC*

Dans ce cas, c'est l'aile en traction qui est retenue transversalement. L'élancement est donc obtenu de l'équation (6.24), pour la section en **I**, avec $L = 2000$ mm et $t = 12{,}7$ mm (épaisseur de l'aile).

Le moment sollicitant la poutre est uniforme, tel qu'illustré sur la figure 6.40c. Donc, $\omega_1 = 1{,}0$ sur la figure 6.13.

$$\lambda = \frac{\dfrac{L}{r_y}}{\sqrt{1 + 0{,}5\,\dfrac{Lt}{bd}^{\,2}}} \qquad \text{(éq. 6.24)}$$

$$\lambda = \frac{\dfrac{2000}{28{,}4}}{\sqrt{1 + 0{,}5\left(\dfrac{2000 \times 12{,}7}{127 \times 254}\right)^2}} = 61{,}5$$

Si l'équation plus générale (6.23) est utilisée au lieu de l'équation simplifiée (6.24), en utilisant les propriétés de section données sur la figure 6.40b, on obtient un élancement égal à 65. On peut considérer que ces résultats s'équivalent.

Puisque la pièce dans sa globalité, et non seulement l'aile comprimée, est considérée pour le déversement, on utilise l'équation (5.41) pour l'évaluation de $\overline{\lambda}$.

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

La contrainte limite (F_o) est celle qui est donnée par l'équation (5.34) puisque l'aile comprimée de la poutre en I, jugée plus critique que l'âme fléchie, est constituée de parois retenues sur un seul bord.

La valeur de m dans l'équation (5.24) a été déterminée précédemment.

$$m = 5{,}0$$

$$\lambda = m\frac{b}{t} = 5{,}0 \times \frac{63{,}5}{12{,}7} = 25 \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

$$\overline{\lambda} = 25 \sqrt{\frac{255}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}48$$

Puisque $\overline{\lambda} = 0{,}48$ est inférieur à $\overline{\lambda}_o = 0{,}5$ (figure 5.23), l'aile en compression ne voile pas. Ainsi,

$$\overline{F} = 1{,}0$$

Selon l'équation (5.13),

$$F_c = \overline{F}\,F_y = 1{,}0\,F_y \qquad \text{(éq. 5.13)}$$

Ainsi,

$$F_o = F_{cf} = F_y \qquad \text{(éq. 5.34)}$$

$$\overline{\lambda} = 61{,}5 \sqrt{\frac{255}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}18 \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

Connaissant $\overline{\lambda}$, on évalue le paramètre $\overline{F}$ de l'équation (6.21) à l'aide des équations (5.10) et (5.11), avec les valeurs suivantes tirées du tableau 5.1 pour des pièces en alliage vieilli artificiellement non soudé :

$$\alpha = 0{,}2, \quad \bar{\lambda}_o = 0{,}3, \quad F_o = F_y$$

$$\beta = \frac{1 + \alpha(\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_o) + \bar{\lambda}^2}{2\bar{\lambda}^2} \qquad \text{(éq. 5.11)}$$

$$\beta = \frac{1 + 0{,}2\,(1{,}18 - 0{,}3) + 1{,}18^2}{2 \times 1{,}18^2} = 0{,}92$$

$$\bar{F} = \beta - \sqrt{\beta^2 - \frac{1}{\bar{\lambda}^2}} \qquad \text{(éq. 5.10)}$$

$$\bar{F} = 0{,}92 - \sqrt{0{,}92^2 - \frac{1}{1{,}18^2}} = 0{,}56$$

$$\bar{F} = 0{,}56$$

Une approximation suffisante de cette valeur aurait pu être obtenue directement sur la courbe 1 de la figure 5.22 avec $\bar{\lambda} = 1{,}18$.

Avec $\bar{F} = 0{,}56$ et $F_o = F_y$ (voilement de l'aile comprimée), on évalue M_r à l'aide de l'équation (6.21) :

$$M_r = \phi_y\, S_x\, \bar{F}\, F_o \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

$$M_r = 0{,}9 \times 455 \times 10^3 \times 0{,}56 \times 255 = 59 \times 10^6\ \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 59\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

– Calcul de w_f pour la flexion

En résumé, on a :

$$M_r = 104\ \text{kN} \cdot \text{m}, \quad \text{résistance de la section}$$

$$M_r = 104\ \text{kN} \cdot \text{m}, \quad \text{résistance des poutres } AB \text{ et } CD$$

$$M_r = 59\ \text{kN} \cdot \text{m}, \quad \text{résistance de la poutre } BC$$

Sur la figure 6.40c, on a, pour les poutres AB et CD :

$$0{,}4\, w_f = 104\ \text{kN} \cdot \text{m}$$
$$w_f = 260\ \text{kN/m}$$

Pour la poutre BC, on obtient :

$$0{,}2\, w_f = 59\ \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$w_f = 295\ \text{kN/m}$$

Ainsi,

$$w_f = 260 \text{ kN/m}, \quad \text{pour la flexion}$$

– Résistance en cisaillement

La résistance en cisaillement correspondant au voilement initial de l'âme est évaluée à l'aide de l'équation (6.58) avec la contrainte F_{sc} définie par l'équation (6.56).

$$V_r = \phi_y \, h\, w F_{sc} \qquad \text{(éq. 6.58)}$$

$$F_{sc} = 0{,}6\bar{F}\, F_y \qquad \text{(éq. 6.56)}$$

On obtient la contrainte normalisée $\bar{F}$ de la façon suivante :

$$\lambda_s = \frac{1{,}4b/t}{\sqrt{1+0{,}75(b/a)^2}} \qquad \text{(éq. 6.53)}$$

Puisque l'âme n'est pas raidie, $b = h$, la variable a tend vers l'infini (voir la figure 6.24) et le terme au dénominateur est égal à 1,0.

$$h = d - 2t = 254 - 2 \times 12{,}7 = 229 \text{ mm}$$

$$\lambda_s = 1{,}4 \times \frac{229}{12{,}7} = 25{,}2$$

$$\bar{\lambda} = \lambda_s \sqrt{\frac{0{,}6F_y}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 6.55)}$$

$$\bar{\lambda} = 25.2 \sqrt{\frac{0{,}6 \times 255}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}38$$

Le paramètre $\bar{F}$ est obtenu de la courbe 3 de la figure 5.23. Puisque $\bar{\lambda} < \bar{\lambda}_o = 0{,}5$, il n'y a pas de voilement et,

$$\bar{F} = 1{,}0$$

$$F_{sc} = 0{,}6 \times 1{,}0 \times 255 = 153 \text{ MPa} \qquad \text{(éq. 6.56)}$$

$$V_r = 0{,}9 \times 229 \times 8{,}7 \times 153 = 274 \times 10^3 \text{ N} \qquad \text{(éq. 6.58)}$$

$$V_r = 274 \text{ kN}$$

– Calcul de w_f pour le cisaillement

Selon la figure 6.40a, le cisaillement est maximal et égal à 1,1 w_f dans la poutre *AB* près du support *B*. Le même effort de cisaillement se trouve dans la poutre *CD* près de l'appui *C*.

$$1{,}1\,w_f = 274\ \text{kN}$$

$$w_f = 249\ \text{kN/m}$$

Cette valeur est la moins élevée obtenue jusqu'à maintenant.

– Interaction flexion-cisaillement

Il suffit de vérifier l'équation (6.71) au-dessus de l'appui B ou C, où la combinaison flexion-cisaillement est la plus critique.

$$\left(\frac{f_{sf}}{\phi_y\ F_{sc}}\right)^2 + \left(\frac{f_{bf}}{\phi_y\ F_{bc}}\right)^2 \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.71)}$$

$$f_{sf} = \frac{1{,}1\,w_f}{hw} = \frac{1{,}1w_f\ \times 10^3\,(\text{N/kN})}{229 \times 8{,}7} = 0{,}552\,w_f$$

$$f_{bf} = \frac{M_f}{S_x} = \frac{0{,}2w_f}{S_x} = \frac{0{,}2w_f\ \times 10^6\,(\text{N}\cdot\text{mm/kN}\cdot\text{m})}{455 \times 10^3} = 0{,}44\,w_f$$

On pourrait chercher à être plus précis et calculer la contrainte dans l'âme à la jonction de l'aile, plutôt qu'à la fibre supérieure de la poutre, comme ici.

F_{sc} = 153 MPa, calculé plus haut.

F_{bc} est la contrainte de compression dans l'âme fléchie.

$$F_{bc} = F_c = \overline{F}\,F_y \qquad \text{(éq. 5.13)}$$

$$\lambda = m\frac{b}{t} \qquad \text{(éq. 5.6)}$$

La variable m est égale à 0,65, selon la figure 5.27, puisque l'âme est fléchie selon l'axe neutre et que $\kappa = -1{,}0$.

Dans l'équation (5.6), selon la figure 5.24b, on a :

$$b = d - t = 254 - 12{,}7 = 241{,}3\ \text{mm}$$

$$w = t = 8{,}7 \quad \text{(épaisseur de l'âme)}$$

$$\lambda = 0{,}65 \times \frac{241{,}3}{8{,}7} = 18$$

$$\overline{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 18\sqrt{\frac{255}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}35 \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

Puisque $\overline{\lambda} < \overline{\lambda}_o = 0{,}5$, il n'y a pas de voilement et $\overline{F} = 1{,}0$.

$$F_{bc} = 1{,}0 \times 255 = 255 \text{ MPa}$$

$$\left(\frac{0{,}552\,w_f}{0{,}9 \times 153}\right)^2 + \left(\frac{0{,}44\,w_f}{0{,}9 \times 255}\right)^2 \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.71)}$$

$$16{,}1 \times 10^{-6}\,w_f^2 + 3{,}7 \times 10^{-6}\,w_f^2 \leq 1{,}0$$

$$w_f = 225 \text{ kN/m}$$

C'est cette valeur de w_f qui est la plus critique.

b) Écrasement et flambement vertical de l'âme

Pour $w_f = 225$ kN/m,

$$R_B = R_c = 1{,}1 \times 225 = 248 \text{ kN} \quad \text{(valeur pondérée)}$$

Il faut vérifier si la largeur (n) de la plaque de transfert proposée est adéquate.

$$n = b = 127 \text{ mm}$$

La résistance à l'écrasement et au flambement vertical de l'âme est évaluée à l'aide de l'équation (6.74).

$$C_r = \phi_y\, k\,(n + h)\, w F_c' \leq \phi_y\, n w F_y \qquad \text{(éq. 6.74)}$$

La valeur de k, donnée par l'équation (6.75) est égale à 1,0 puisque l'appui B est situé en travée.

$$F_c' = \frac{\pi^2 E w^2}{4h^2}\left[1 - \left(\frac{f_{bf}}{F_{bc}}\right)^2\right] \qquad \text{(éq. 6.76)}$$

Le rapport f_{bf} / F_{bc} a été calculé plus haut.

$$\frac{f_{bf}}{F_{bc}} = \frac{0{,}44\,w_f}{255} = \frac{0{,}44 \times 225}{255} = 0{,}39$$

$$F_c' = \frac{\pi^2 \times 70\,000 \times 8{,}7^2}{4 \times 229^2}(1 - 0{,}39^2) = 211 \text{ MPa}$$

Pour le flambement vertical (équation 6.74).

$$C_r = 0{,}9 \times 1{,}0\,(127 + 229)\,8{,}7 \times 0{,}211 = 588 \text{ kN}$$

Pour l'écrasement de l'âme (équation 6.74),

$$C_r = 0{,}9 \times 127 \times 8{,}7 \times 0{,}255 = 254 \text{ kN}$$

$$R_B = 248 \text{ kN} < C_r = 254 \text{ kN}$$

Une plaque de transfert de dimensions 127 × 127 mm et de bonne épaisseur serait donc adéquate.

c) Poutre supportée latéralement aux appuis seulement

– Résistance de la section

La résistance de la section de classe 2 demeure inchangée.

$$M_r = 104 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

– Résistance au déversement de la poutre *BC*

Le diagramme des moments fléchissants de la figure 6.40 est toujours valide. Le moment fléchissant est donc *uniforme* et la longueur libre (L) est égale à 2000 mm.

La résistance en flexion est toujours donnée par l'équation (6.21) avec $F_o = F_y$, tel qu'évalué en (a). L'élancement (λ), par contre, est obtenu de l'équation (6.30) pour le calcul de $\overline{F}$.

$$\lambda = \frac{\dfrac{L}{r_y}}{\sqrt[4]{1 + \left(\dfrac{Lt}{bd}\right)^2}} \qquad \text{(éq. 6.30)}$$

$$\lambda = \frac{\dfrac{2000}{28{,}4}}{\sqrt[4]{1 + \left(\dfrac{2000 \times 12{,}7}{127 \times 254}\right)^2}} = 62{,}4$$

Puisque l'élancement est pratiquement le même que celui obtenu en (a), on peut conclure que M_r sera aussi égal à 59 kN · m.

$$M_r = 59 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

On constate que la valeur du dénominateur des équations (6.24) et (6.30) est pratiquement la même pour la section considérée. Toutefois, si on utilise l'équation plus générale (6.28) avec les propriétés de section donnée sur la figure 6.40b, on obtient un élancement égal à 51,3. L'équation (6.30) est donc 22% plus sécuritaire que l'équation (6.28) dans le cas présent. On peut supposer qu'une poutre plus profonde serait susceptible de donner des résultats encore plus sécuritaires. Des correctifs seront apportés à la prochaine édition de la référence [6.1].

Puisque le gradient de flexion du segment BC de la poutre est uniforme, le *coefficient d'uniformisation des moments* (ω) donné par l'équation (6.36) ou (ω_2) donné par l'équation (6.40) est égal à 1,0. En supposant que les charges sont appliquées au centre de gravité de la poutre, le *coefficient d'application de la charge* (Ω) est aussi égal à 1.0. Ainsi, $\sqrt{\Omega/\omega}$ = 1,0, selon l'approche de calcul présentée à la fin de la section 6.3.4.

– Résistance au déversement des poutres *AB* et *CD*

Les poutres *AB* et *CD* sont chargées transversalement, ce qui a pour effet de créer un gradient de flexion et un moment fléchissant (M_f) maximal en travée (voir la section 6.3.4). Selon la figure 6.15, on peut, de façon sécuritaire, considérer ω_1 = 1,0 dans l'équation (6.34). Il en découle que la résistance en flexion des poutres *AB* et *CD* est la même que celle de la poutre *BC* calculée plus tôt. Rappelons que le gradient de flexion de la poutre *BC* est uniforme, ce qui représente la condition de chargement la plus critique pour une poutre (section 6.3.3). Il est aussi possible de procéder à un calcul plus précis du coefficient d'uniformisation des moments en utilisant l'équation (6.36) pour les tronçons AB et CD de la poutre. Il en résultera une résistance en flexion plus élevée.

Il faut donc multiplier l'équation (6.30) par le rapport $\sqrt{\Omega/\omega}$ tel que décrit à la fin de la section 6.3.4. On suppose Ω =1,0 comme précédemment. Pour l'évaluation du coefficient ω de l'équation (6.36), on peut grossièrement extraire les valeurs suivantes de la figure 6.40c : M_{max} = 0,4w_f, $M_a \approx$ 0,3w_f, $M_b \approx$ 0,4w_f et $M_c \approx$ 0,2w_f. Ainsi,

$$\omega = \frac{4M_{\max}}{\sqrt{M_{\max}^2 + 4M_a^2 + 7M_b^2 + 4M_c^2}} \leq 2.5 \qquad \text{(éq. 6.36)}$$

$$\sqrt{\frac{\Omega}{\omega}} = \sqrt{\frac{1}{1,19}} = 0,92$$

$$\lambda = 0,92 \times 62,4 = 57,4 \qquad \text{(éq. 6.30)}$$

On reprend les calculs effectués précédemment en (a) pour le calcul de M_r.

$$\bar{\lambda} = 57,4\sqrt{\frac{255}{\pi^2 \times 70000}} = 1,1 \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$\beta = \frac{1 + 0,2(1,1 - 0,3) + 1,1^2}{2 \times 1,1^2} = 0,97 \qquad \text{(éq. 5.11)}$$

$$\bar{F} = 0,97 - \sqrt{0,97^2 - \frac{1}{1,1^2}} = 0,63 \qquad \text{(éq. 5.10)}$$

$$M_r = 0,9 \times 455 \times 10^3 \times 0,63 \times 255 = 65 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 65 \text{kN} \cdot \text{m} > 59 \text{kN} \cdot \text{m} \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

– Calcul de w_f pour la flexion

Le cas le plus critique pour le calcul de w_f est celui qui est obtenu sur les poutres *AB* et *CD*.

$$0{,}4\,w_f = 65\ \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$w_f = 163\ \text{kN/m}$$

Si on compare cette valeur à celle qui a été obtenue en (a) (260 kN/m pour la flexion), on constate que les conditions de retenue latérale jouent un rôle important sur la résistance en flexion des poutres.

EXEMPLE 6.3 Plaque en porte-à-faux

Une plaque en alliage d'aluminium 5454-H111, soudée à une des ailes d'un poteau en I, tel qu'indiqué sur la figure 6.41a, doit pouvoir résister à une charge concentrée située à 300 mm du centre de gravité de l'assemblage. Évaluer la charge pondérée maximale (P_f) que le porte-à-faux est en mesure de supporter, en ne tenant pas compte de l'influence du soudage sur la résistance de la section au droit du poteau. La résistance de la soudure sera évaluée à l'exemple 8.4 du chapitre 8 (section 8.10).

SOLUTION

– Calcul des propriétés de la section

$$A = bd = 20 \times 100 = 2000\ \text{mm}^2$$

$$I_x = \frac{bd^3}{12} = \frac{20 \times 100^3}{12} = 1{,}67 \times 10^6\ \text{mm}^4$$

$$S_x = \frac{I_x}{d/2} = \frac{1{,}67 \times 10^5}{50} = 33{,}4 \times 10^3\ \text{mm}^3$$

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{1{,}67 \times 10^6}{2000}} = 29\ \text{mm}$$

$$Z_x = \frac{bd^2}{4} = \frac{20 \times 100^2}{4} = 50 \times 10^3\ \text{mm}^3 \qquad \text{(figure 6.5a)}$$

$$v = \frac{Z_x}{S_x} = 1{,}5$$

$$I_y = \frac{db^3}{12} = \frac{100 \times 20^3}{12} = 67 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$r_y = \sqrt{\frac{67 \times 10^3}{2000}} = 5{,}8 \text{ mm}$$

$$J = \frac{db^3}{3}\ 1 - 0{,}63\frac{b}{d} + 0{,}052\left(\frac{b}{d}\right)^2 \qquad \text{(figure 5.47)}$$

$$J = \frac{100 \times 20^3}{3}\left[1 - 0{,}63 \times \frac{20}{100} + 0{,}052\left(\frac{20}{100}\right)^2\right] = 234 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

Approximation : $J \approx 4I_y = 4 \times 67 \times 10^3 = 268 \times 10^3 \text{ mm}^4$

$C_w \approx 0$

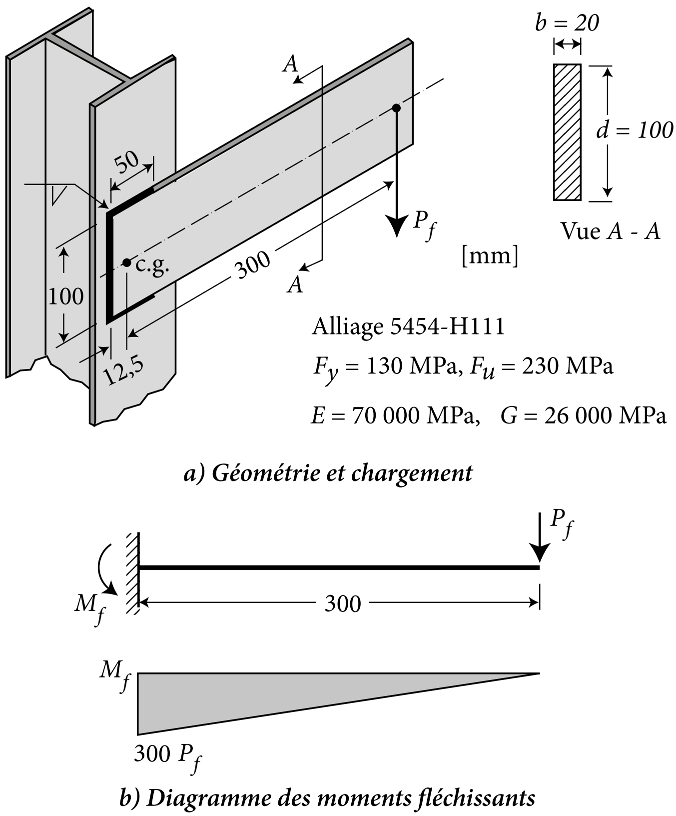


FIGURE 6.41 Porte-à-faux de l'exemple 6.3

– ***Calcul de M_r***

L'équation (6.46) donne le moment fléchissant qui produit le déversement élastique d'un porte-à-faux. Lorsque $C_w = 0$, on a :

$$M_e = \frac{\pi}{KL}\sqrt{EI_y\, GJ} \qquad \text{(éq. 6.46)}$$

La valeur du coefficient de longueur effective K est tirée du tableau 6.1 pour une condition d'encastrement complet à l'appui (condition a') aucune retenue latérale à l'extrémité libre (condition a) et une charge concentrée appliquée au centre de torsion, qui coïncide avec le centre de gravité.

$$K = 0{,}8$$

$$M_e = \frac{\pi}{0{,}8 \times 300}\sqrt{70\,000 \times 67 \times 10^3 \times 26\,000 \times 234 \times 10^3}$$

$$M_e = 70 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Le moment M_e est utilisé dans l'équation (6.42) avec $\omega_2 = 1{,}0$, pour le calcul de $\bar{\lambda}$.

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{M_o}{M_e}} \qquad \text{(éq. 6.42)}$$

Le moment limite (M_o) pour une plaque rectangulaire pleine et peu élancée comme celle-ci peut être considéré égal à M_p, le moment plastique de la section, bien que $M_y = S_x F_y$ ait été plus approprié, comme en fait foi l'équation (6.21), puisque le déversement est susceptible de contrôler la résistance de la pièce fléchie (voir aussi la définition des sections de classe 1 à la section 6.2.2).

$$M_p = Z_x F_y = 50 \times 10^3 \times 130 = 6{,}5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{6{,}5 \times 10^6}{70 \times 10^6}} = 0{,}30$$

Puisque $\bar{\lambda} = 0{,}30$ est égal à $\bar{\lambda}_o$ sur la figure 5.22, la plaque ne déverse pas et la section peut effectivement développer M_p.

La résistance pondérée en flexion est donnée par l'équation (6.13) :

$$M_r = \phi_y Z_x F_y$$

$$M_r = 0{,}9 \times 50 \times 10^3 \times 130 = 5{,}85 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 5{,}85 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

L'équation (6.21) avec $\overline{F}\, F_o = F_y$ aurait pu être utilisée de façon sécuritaire.

– Calcul de P_f

Selon la figure 6.41b et l'équation (6.35),

$$M_f = 300\, P_f \leq M_r = 5{,}85 \times 10^3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$P_f \leq 19{,}5 \text{ kN}$$

Cette valeur de la charge P_f sera utilisée pour le dimensionnement des cordons de soudure à l'exemple 8.4 de la section 8.10.

– Influence du soudage

Même s'il est demandé de ne pas en tenir compte, on peut quand même examiner de quelle façon le soudage risque d'affecter la résistance de la section au droit du poteau. Les équations qui gouvernent le calcul sont les équations (6.13) et (6.14).

$$M_r = \phi_y\, Z_x\, F_y \qquad \text{(équation (6.13) pour la compression)}$$

$$M_r = \phi_u\, Z_n\, F_u \qquad \text{(équation (6.14) pour la traction)}$$

Un examen de la figure 6.41a démontre que toute la section de la pièce est affectée thermiquement, dans la plan passant par le centre de gravité de l'assemblage (voir la figure 4.15). Ainsi, au lieu d'utiliser les équations (4.20) et (4.21) pour évaluer la réduction de l'épaisseur b de la plaque et, par la suite, de reprendre les calculs du module plastique ($Z = Z_x = Z_n$), il est plus facile d'utiliser directement les valeurs de F_{wy} et F_{wu} dans les équations (6.13) et (6.14). Le résultat est le même.

Selon les tableaux 2.7 et 2.9, $F_{wy} = 85$ MPa et $F_{wu} = 215$ MPa pour l'alliage 5454-H111 et le matériel d'apport utilisé à l'exemple 8.4 (alliage 5356; voir la figure 8.38).

$$M_r = \phi_y\, Z_x\, F_{wy} \qquad \text{(éq. 6.13)}$$

$$M_r = 0{,}9 \times 50 \times 10^3 \times 85 = 3{,}8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 3{,}8 \text{ kN} \cdot \text{m} \qquad \text{(compression)}$$

$$M_r = \phi_u\, Z_n\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 6.14)}$$

$$M_r = 0{,}75 \times 50 \times 10^3 \times 215 = 8{,}1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 8{,}1 \text{ kN} \cdot \text{m} \qquad \text{(traction)}$$

Puisque *a priori* rien ne semble empêcher la section d'atteindre la limite F_{wu} tant en compression qu'en traction dans cette *application particulière*, il paraît acceptable de considérer que la résistance pondérée obtenue précédemment pour le déversement ($M_r = 5{,}85$ kN • m) est, en fait, la résistance ultime de la pièce fléchie.

EXEMPLE 6.4 Pièce triangulée comprimée et fléchie

On demande de vérifier si la pièce triangulée montrée sur la figure 6.42 peut résister aux charges imposées.

SOLUTION

– Équation d'interaction

La pièce triangulée est sollicitée en flexion et en compression. L'équation qui gouverne cet état limite est l'équation (6.94).

$$\frac{M_f}{kd\left(1-\dfrac{C_f}{C_e}\right)}+\frac{C_f}{N}\leq C_r \qquad \text{(éq. 6.94)}$$

$$M_f = \frac{w_f\ L^2}{8} = \frac{4\times 8^2}{8} = 32\ \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$C_f = 1000\ \text{kN}$$

$$N = 4$$

Pour la flexion selon l'axe x - x ou y - y, on a les valeurs suivantes, tirées de la figure 6.34 pour une pièce triangulée carrée.

$$kd = 2\,d = 2\times 400 = 800\ \text{mm}$$

$$r_x = r_y = \frac{d}{2} = \frac{400}{2} = 200\ \text{mm}$$

Pour la flexion selon l'axe x' - x' ou y' - y',

$$kd = 1{,}4\,d = 1{,}4\times 400 = 560\ \text{mm}$$

$$r_{x'} = r_{y'} = \frac{d}{2} = \frac{400}{2} = 200\ \text{mm}$$

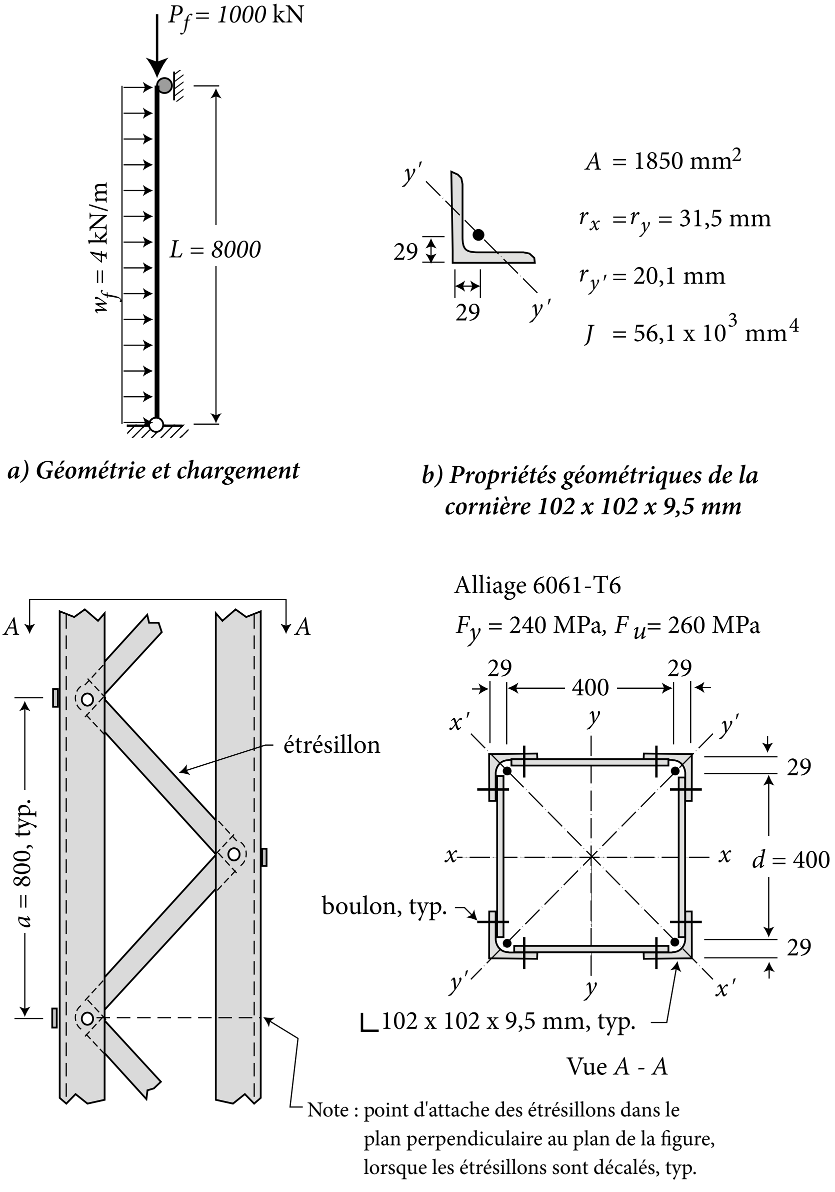
Le rayon de giration $r = 200$ mm est utilisé pour le calcul de la charge critique d'Euler (C_e) *de la pièce triangulée.*

$$C_e = \frac{\pi^2\,EA}{\dfrac{KL}{r}^{\,2}} \qquad \text{(éq. 6.88)}$$

$$C_e = \frac{\pi^2\times 70\,000\times 4\times 1850}{\left(\dfrac{1{,}0\times 8000}{200}\right)^2} = 3200\ \text{kN}$$

La condition la plus critique pour la portion gauche de l'équation (6.94) est obtenue pour les axes $x' - x'$ ou $y' - y'$, puisque la valeur correspondante de kd est minimale.

$$\frac{32 \times 10^3}{560\left(1 - \dfrac{1000}{3200}\right)} + \frac{1000}{4} = 83 + 250 = 333\ \text{kN}$$



c) Détails de la triangulation

FIGURE 6.42 Pièce triangulée de l'exemple 6.4

– Calcul de C_r

La charge de 333 kN ne doit pas excéder la résistance en compression (C_r) d'une cornière de longueur a = 800 mm (figure 6.42c).

La résistance pondérée au flambement de la cornière est évaluée à l'aide de l'équation (5.43).

$$C_r = \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_o \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$F_o = F_y \qquad \text{(éq. 5.33)}$$

Idéalement, il aurait fallu s'assurer à cette étape-ci que les cornières ne sont pas susceptibles de voiler (voir à cet effet les sections 5.6.1 et 6.8.5). Cette vérification sera effectuée plus loin dans cet exemple de calcul.

La contrainte normalisée $\overline{F}$ est obtenue en considérant les différents modes de flambement de la cornière (flexion selon l'axe faible y' - y' ou torsion). Pour la flexion, on considère l'équation (5.63).

$$\lambda = \lambda_a = \frac{a}{r_{\min}} = \frac{a}{r_y} \qquad \text{(éq. 5.63)}$$

$$\lambda = \frac{800}{20{,}1} = 40$$

Si les étrésillons étaient décalés sur les faces adjacentes de la pièce triangulée (voir la note sur la figure 6.42c et la section 5.7.4), l'élancement en flexion ($\lambda_a = K\,a/r$) serait le plus critique de $1{,}0 \times 800/31{,}5 = 25{,}4$ et $0{,}67 \times 800/20{,}1 = 26{,}7$, soit $\lambda = \lambda_a = 26{,}7$. En pratique, toutefois, $\lambda_a = a/r_x$ a été utilisé depuis plusieurs décennies sans aucun problème.

Une cornière seule, sollicitée en compression, peut aussi flamber dans un mode de torsion défini par l'équation (5.46).

$$\lambda = \frac{5b}{t} \qquad \text{(éq. 5.46)}$$

Selon la figure 5.31a,

$$b \approx 102 - 2 \times 9{,}5 = 83\ \text{mm}$$

$$\lambda = \frac{5 \times 83}{9{,}5} = 44$$

Cet élancement contrôle dans le cas présent.

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$\bar{\lambda} = 44 \sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}82$$

Selon la courbe 1 de la figure 5.22, pour l'alliage 6061-T6 non soudé,

$$\bar{F} \approx 0{,}83$$

$$C_r = 0{,}9 \times 1850 \times 0{,}83 \times 240 = 332 \times 10^3 \text{ N} \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$C_r = 332 \text{ kN} < 333 \text{ kN}$$

L'équation (6.94) étant essentiellement vérifiée, la pièce triangulée peut être considérée adéquate.

Il a été clairement mentionné aux sections 5.6.1 et 6.8.5 que les ailes des membrures composées triangulées doivent être dimensionnées pour ne jamais voiler. Il convient donc de s'assurer que c'est bien le cas pour les cornières de la figure 6.42b en vérifiant les équations (5.24) et (5.25) ou (5.26) pour une paroi retenue sur un seul bord.

Pour une compression uniforme, $\kappa = 1{,}0$.

$$m = 2{,}5\sqrt{(3+1)} = 5{,}0 \qquad \text{(éq. 5.25)}$$

$$\lambda = \frac{mb}{t} = \frac{5 \times 83}{9{,}5} = 44 \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

Cet élancement est le même que celui obtenu pour la torsion, plus haut. Ainsi, puisque l'élancement normalisé $\bar{\lambda} = 0{,}82$ excède $\bar{\lambda}_o = 0{,}5$ sur la figure 5.23, il est possible que les cornières puissent voiler localement. Toutefois, le choix de cornière est justifié puisque le flambement dans le mode de torsion est tout aussi critique que le voilement des parois. En pratique, il serait quand même préférable d'utiliser une cornière plus costaude pour la pièce triangulée.

– Cisaillement

Il suffit de vérifier les équations (6.96) et (6.97) et de retenir la valeur maximale obtenue. Les étrésillons doivent être dimensionnés pour résister à l'effort de cisaillement pondéré (V_f) amplifié selon l'équation (6.96).

$$V_f = \frac{wL}{2} = \frac{4 \times 8}{2} = 16 \text{ kN}$$

$$V_{f\,\max} = \frac{V_f}{1 - \dfrac{C_f}{C_{ex}}} \qquad \text{(éq. 6.96)}$$

$$V_{f\,\max} = \frac{16}{1 - \dfrac{1000}{3200}} = 23 \text{ kN}$$

L'équation (6.97) donne :

$$V_{f\,\max} = 1000/40 = 25 \text{ kN}$$

Ainsi,

$$V_{f\,\max} = 25 \text{ kN}$$

– Flambement global du poteau

Il convient de vérifier la résistance au flambement de la pièce triangulée lorsque la charge axiale agit seule, pour mieux se situer par rapport aux calculs que l'on vient d'effectuer. Cet état limite est défini par l'équation (5.62) avec $r = r_x$ ou r_y.

$$\lambda = \frac{KL}{r} \qquad \text{(éq. 5.62)}$$

$$\lambda = \frac{1{,}0 \times 8000}{200} = 40$$

La contrainte limite (F_o) à considérer pour le calcul de la résistance pondérée (C_r) de la pièce triangulée (équation 5.43) est la contrainte de flambement (F_{cc}) de la cornière entre deux connecteurs (longueur a = 800 mm sur la figure 6.42c).

$$F_{o\,\text{global}} = F_{cc} = \overline{F}\, F_{o\,\text{cornière}} \qquad \text{(éq. 5.36)}$$

La contrainte normalisée ($\overline{F}$) pour la cornière a été calculée précédemment ($\overline{F}$ = 0,83) et F_o est égal à F_y.

$$F_o = 0{,}83 \times 240 = 199 \text{ MPa}$$

Ainsi, pour la pièce triangulée,

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$\bar{\lambda} = 40 \sqrt{\frac{199}{\pi^2 \times 70000}} = 0{,}68$$

Cette valeur est inférieure à celle de la cornière seule (0,82).

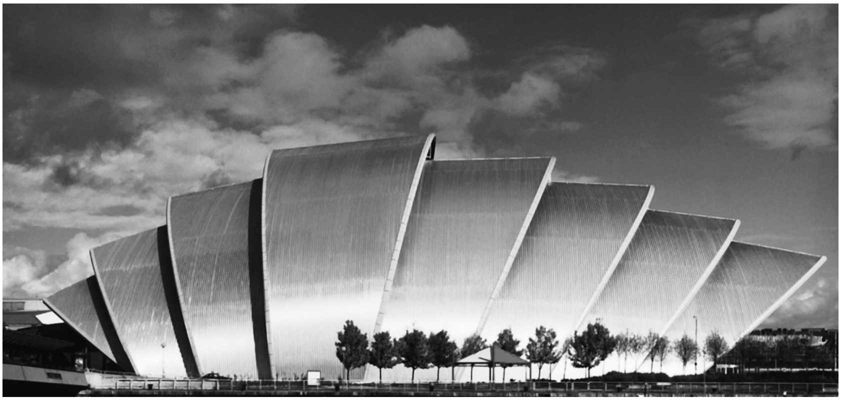
Sur la figure 5.22, pour la courbe 1 (alliage 6061-T6 non soudé), on obtient :

$$\bar{F} \approx 0{,}88$$

$$C_r = 0{,}9 \times 4 \times 1850 \times 0{,}88 \times 199 = 1170 \times 10^3 \text{ N} \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$C_r = 1170 \text{ kN} > C_f = 1000 \text{ kN}$$

La réserve de capacité suffit, comme on l'a vu, pour permettre à la pièce triangulée de résister aux charges de flexion.



Toiture à recouvrement d'aluminium du Scotish Exhibition and Conference Center de Glasgow, Écosse PHOTO : CORUS BUILDING SYSTEMS

EXEMPLE 6.5 Poteau-poutre de section en I

On demande de vérifier la résistance du poteau de l'exemple 5.3 lorsque la charge concentrée est appliquée sur la face du poteau, tel qu'indiqué sur la figure 6.43, plutôt qu'au centre de gravité de la section. La charge excentrée force la pièce à fléchir par rapport à l'axe fort et transforme le poteau en poteau-poutre.

Rappelons que la pièce est libre de fléchir selon l'axe fort, mais qu'un appui transversal rigide situé à la mi-hauteur du poteau stabilise la pièce selon l'autre axe. En conséquence, pour le flambement par rapport à l'axe faible ou le déversement de la pièce, la longueur a considérer n'est que de 2000 mm.

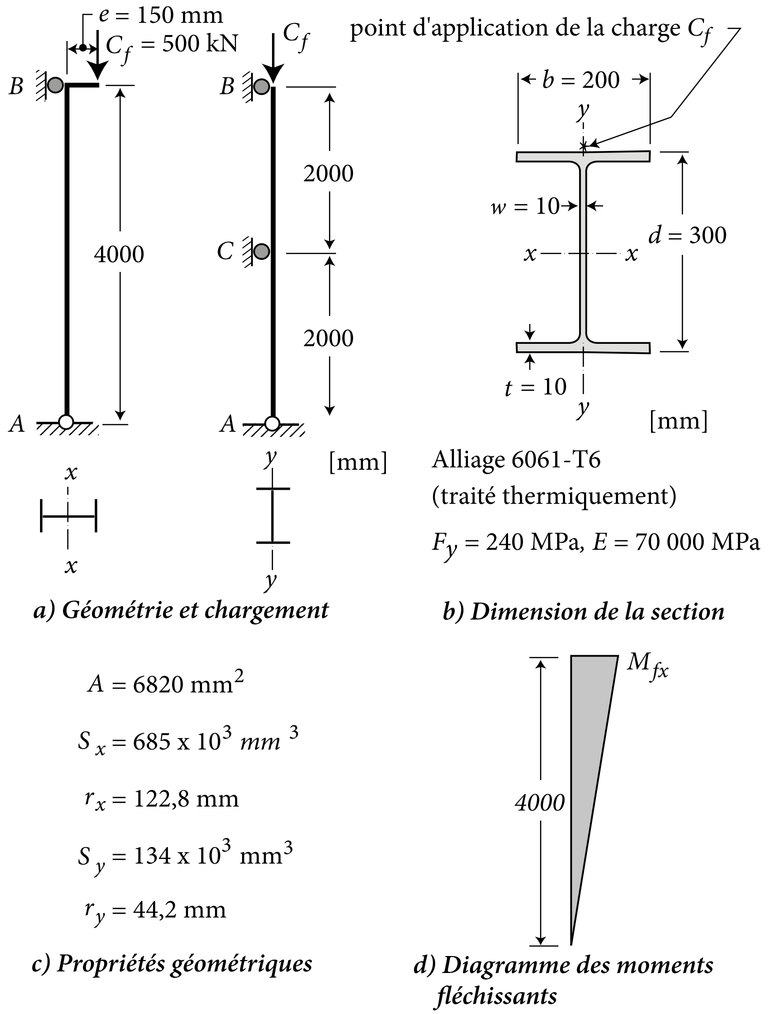


FIGURE 6.43 Poteau en I de l'exemple 6.5

La charge pondérée qui sollicite le poteau est de 500 kN et est excentrée de 150 mm, soit la demi-profondeur de la pièce. La pièce extrudée est en alliage 6061-T6.

SOLUTION

– Résistance de la section aux appuis

À cause de la symétrie de la section, c'est la compression qui détermine la résistance de la section à l'appui B, où le moment fléchissant pondéré est maximal (figure 6.43d). Il faut alors considérer l'équation (6.82).

$$\frac{M_{f\,\max}}{S_c} + \frac{C_f}{A} \le \phi_y\, F_y \qquad \text{(éq. 6.82)}$$

$$M_{f\,\max} = e\,C_f = 150 \times 500 = 75 \times 10^3 \text{ kN}\cdot\text{mm} \qquad \text{(éq. 6.93)}$$

$$M_{f\,\max} = 75 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$\frac{75 \times 10^6}{685 \times 10^3} + \frac{500 \times 10^3}{6820} \le 0{,}9 \times 240$$

$$110 + 73 = 183 < 216$$

La contrainte de compression n'excède pas la limite permise.

– Résistance de la pièce sans effet de torsion

Une fois de plus, c'est la contrainte de compression qui gouverne et on utilise l'équation (6.84).

$$\frac{M_f}{S_c\left(1 - \dfrac{C_f}{C_e}\right)} + \frac{C_f}{A} \le \phi_y\, F_o \qquad \text{(éq. 6.84)}$$

En travée, le moment fléchissant pondéré (M_f) doit être transformé selon l'équation (6.86) puisqu'il résulte de l'excentricité de la charge axiale. De plus, il faut considérer l'équation (6.33) puisque le gradient de flexion n'est pas uniforme le long de la pièce, pour un moment fléchissant appliqué à l'extrémité B (figure 6.43d).

$$M_f = 1{,}2\,\omega_1\, e\, C_f \qquad \text{(équ. 6.33 et 6.86)}$$

$$\kappa = \frac{M_{f1}}{M_{f2}} = 0 \qquad \text{(éq. 6.32)}$$

$$\omega_1 = 0{,}6 - 0{,}4\kappa \ge 0{,}4 \qquad \text{(éq. 6.33)}$$

$$\omega_1 = 0{,}6$$

$$M_f = 1{,}2 \times 0{,}6 \times 150 \times 500 = 54 \times 10^3 \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

$$M_f = 54 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

La charge d'Euler est calculée pour la flexion selon l'axe fort :

$$C_{ex} = \frac{\pi^2 \, E A}{\left(\dfrac{K L}{r}\right)_x^2} \qquad \text{(éq. 6.88)}$$

$$C_{ex} = \frac{\pi^2 \times 70\,000 \times 6820}{\left(\dfrac{1{,}0 \times 4000}{122{,}8}\right)^2} = 4440 \times 10^3 \text{ N}$$

$$C_{ex} = 4440 \text{ kN}$$

La contrainte limite (F_o ; côté droit de l'équation 6.84) correspond au voilement de la plaque de l'aile comprimée retenue sur un seul bord. Cette contrainte a été calculée à l'exemple 5.3 de la section 5.12.

$$F_o = 200 \text{ MPa}$$

$$\frac{54 \times 10^6}{685 \times 10^3 \left(1 - \dfrac{500}{4440}\right)} + \frac{500 \times 10^3}{6820} \le 0{,}9 \times 200$$

$$89 + 73 = 162 < 180 \text{ MPa}$$

L'équation de résistance est vérifiée.

– Résistance au flambement en flexion selon l'axe fort

On doit vérifier l'équation (6.89) pour le flambement selon l'axe fort. Toutefois, à la lumière des résultats obtenus à l'exemple 5.3, on voit que cet état limite ne devrait pas contrôler.

En utilisant quant même les données de l'exemple 5.3, les calculs s'effectuent de la façon suivante :

$$\lambda_x = \left(\frac{K L}{r}\right)_x = 32{,}6$$

$$F_o = 200 \text{ MPa, pour le voilement de l'aile comprimée}$$

$$\bar{\lambda} = \left(\frac{K L}{r}\right)\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} = 32{,}6\sqrt{\frac{200}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}55$$

Sur la courbe 1 de la figure 5.22, pour l'alliage 6061-T6 non soudé, on obtient :

$$\bar{F} \approx 0{,}94$$

$$C_f \le 0{,}9 \times 6820 \times 0{,}94 \times 200 = 1154 \times 10^3 \text{ N}$$

$$500 \text{ kN} < 1154 \text{ kN}$$

– Résistance de la pièce avec effet de torsion

L'équation qu'il faut vérifier est l'équation (6.92).

$$\frac{M_f}{M_r\left(1-\dfrac{C_f}{C_{ex}}\right)}+\frac{C_f}{C_{ry}}\leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.92)}$$

Dans cette équation, M_f est évalué à l'aide de l'équation (6.93), en utilisant l'équation (6.33) pour ω_1.

$$M_f = \omega_1\, e\, C_f$$

$$M_f = 0{,}6 \times 150 \times 500 = 45 \times 10^3 \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

$$M_f = 45 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$C_{ex} = 4440 \text{ kN}$$

$$C_f = 500 \text{ kN}$$

La résistance en compression pour le flambement selon l'axe faible (C_{ry}) a été calculée à l'exemple 5.3, en considérant une longueur libre de 2000 mm (figure 5.52 ou 6.43) :

$$C_{ry} = 1043 \text{ kN}$$

La résistance pondérée en flexion est donnée par l'équation (6.21).

$$M_r = \phi_y\, S_x\, \overline{F}\, F_o$$

La contrainte limite (F_o) de la pièce fléchie est la même que celle de la pièce comprimée puisque la plaque la plus susceptible de voiler est la plaque de l'aile retenue sur un seul bord. Dans les deux cas, l'aile est comprimée.

$$F_o = 200 \text{ MPa} \quad \text{(valeur calculée à l'exemple 5.3)}$$

Il est intéressant de constater que la section est de classe 3, puisque $\overline{\lambda}$, évalué à l'exemple 5.3 pour l'aile en compression, est égal à $0{,}88 > 0{,}5$ (voir l'équation 6.9).

L'élancement à considérer pour le calcul de $\overline{F}$ dans l'équation (6.21) est celui donné par l'équation (6.30).

$$\lambda = \frac{\dfrac{L}{r_y}}{\sqrt[4]{1+\left(\dfrac{Lt}{bd}\right)^2}} = \frac{\dfrac{2000}{44{,}2}}{\sqrt[4]{1+\left(\dfrac{2000\times 10}{200\times 300}\right)^2}} = 44 \qquad \text{(éq. 6.29)}$$

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_o}{\pi^2 E}} \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$\bar{\lambda} = 44\sqrt{\frac{200}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}75$$

Sur la figure 5.22, en utilisant la courbe 1 pour l'alliage 6061-T6 non soudé, on obtient :

$$\bar{F} \approx 0{,}85$$

$$M_r = 0{,}9 \times 685 \times 10^3 \times 0{,}85 \times 200 = 105 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm} \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

$$M_r = 105 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$\frac{45}{105\left(1-\dfrac{500}{4440}\right)} + \frac{500}{1043} \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.92)}$$

$$0{,}48 + 0{,}48 = 0{,}96 < 1{,}0$$

La pièce résiste donc aux charges qui lui sont imposées.

Il convient de souligner que le gradient de flexion a été considéré en utilisant le coefficient ω_1 qui affecte le moment appliqué dans cet exemple, plutôt que le coefficient ω de l'équation (6.36) ou ω_2 de l'équation (6.40) qui affecte plutôt le moment résistant.

Il convient enfin de rappeler que l'équation d'interaction linéaire (6.95) devrait *en principe* remplacer l'approche de calcul utilisée ci-haut si les cinq conditions d'utilisation décrites à la section 5.12 ainsi qu'à la section 6.8.6 sont respectées.

EXEMPLE 6.6 Profilé en T en traction et flexion

Quelle réserve de capacité en flexion le profilé en T montré sur la figure 6.44 possède-t-il lorsqu'on lui impose une charge de traction de 550 kN, appliquée au centre de gravité de la section ? La pièce de 4000 mm de longueur est fléchie en courbure simple et elle est en alliage d'aluminium 6351-T5.

a) Considérer que l'aile comprimée est supportée latéralement sur toute sa longueur.

b) Considérer que le profilé est retenu latéralement aux appuis seulement.

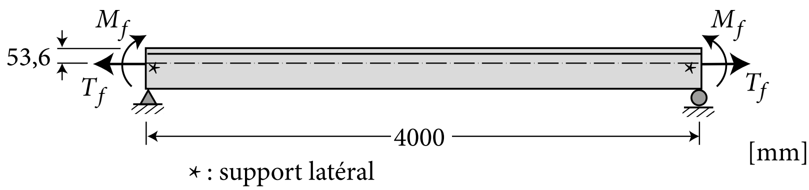
SOLUTION

a) Aile comprimée retenue latéralement

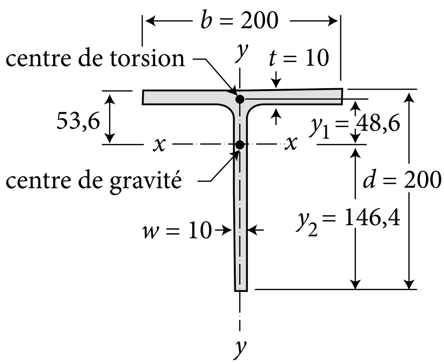
– ***Classe de la section***

On vérifie l'équation (6.9) qui définit les sections de classe 3. Dans cette équation, b = 200/2, soit la longueur d'un segment d'aile retenu sur un seul bord.

$$\frac{b}{t} > \frac{420}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(éq. 6.9)}$$



a) Géométrie et chargement



b) Dimensions de la section

Alliage 6351-T5 (F_y = 240 MPa)

A = 3909 mm^2

I_x = 15,5 x 10^6 mm^4

S_{xt} = 106 x 10^3 mm^3 (fibres en traction)

S_{xc} = 289 x 10^3 mm^3 (fibres en compression)

r_x = 62,9 mm

I_y = 6,68 x 10^6 mm^4

S_y = 66,8 x 10^3 mm^3

r_y = 41,3 mm

J = 136 x 10^3 mm^4

C_w négligeable

c) Propriétés de la section

FIGURE 6.44 Profilé en T de l'exemple 6.6

Selon la figure 5.28, pour une plaque retenue sur un seul bord et comprimée uniformément, m = 5,0.

$$\frac{200}{2 \times 10} = 10 > \frac{420}{5{,}0\sqrt{205}} = 5{,}9$$

La section est effectivement de classe 3.

– Interaction traction-flexion

La pièce ne peut pas déverser et l'équation d'interaction (6.78) s'applique.

$$\frac{M_f}{M_r} + \frac{T_f}{T_r} \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.78)}$$

$$M_f \leq M_r \left(1 - \frac{T_f}{T_r}\right)$$

$$T_f = 500 \text{ kN}$$

$$T_r = \phi_y \, A_g \, F_y \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 3909 \times 240 = 844 \times 10^3 \text{ N}$$

$$T_r = 844 \text{ kN}$$

Si on compare les modules de section pour la flexion par rapport à l'axe x - x, on constate que c'est la fibre en traction qui contrôle la résistance en flexion de la section. En effet,

$$S_{xt} = 106 \times 10^3 \text{ mm}^3 < S_{xc} = 289 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Toutefois, si l'aile supérieure ne peut pas déverser, *elle peut voiler* et cet état limite peut parfois être plus critique que l'état limite de flexion atteint sur la fibre en traction. La présence d'un effort de traction relativement important réduit cependant le risque de voilement de l'aile comprimée.

L'équation qui gouverne la résistance en flexion d'une section de classe 3 est l'équation (6.19), lorsque la compression contrôle :

$$M_{rc} = \phi_y \, S_{xc} \, \overline{F} \, F_y \qquad \text{(éq. 6.19)}$$

Celle qui gouverne la résistance en flexion des sections de classe 3 pour la traction est l'équation suivante, si on ne tient pas compte, dans cet exemple, de la présence de la soudure ou de trous de boulons.

$$M_{rt} = \phi_y \, S_{xt} \, F_y \qquad \text{(éq. 6.16)}$$

Si on néglige pour l'instant l'effort de traction, on constate qu'il suffit de s'assurer que le module S_{xt} demeure inférieur à $\overline{F}\,S_{xc}$ pour que ce soit la fibre en traction qui contrôle la flexion.

La variable $\overline{F}$ est calculée de la façon suivante :

$$\lambda = m\frac{b}{t} \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

Le paramètre m a été calculé plus haut ($m = 5$).

$$\lambda = 5\left(\frac{200}{2 \times 10}\right) = 50$$

$$\overline{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 50\sqrt{\frac{240}{\pi^2 E}} = 0{,}93 \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

Sur la courbe 3 de la figure 5.23, on obtient :

$$\overline{F} \approx 0{,}79$$

$$\overline{F}\, S_{xc} = 0{,}79 \times 289 \times 10^3 = 228 \times 10^3 \text{ mm}^3 > S_{xt} = 106 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

La fibre en traction (la partie inférieure de la section) va dont atteindre F_y avant le voilement de l'aile comprimée. Ainsi,

$$M_r = M_{rt} = \phi_y\, S_{xt}\, F_y$$

$$M_r = 0{,}9 \times 106 \times 10^3 \times 240 = 23 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 23 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_f \leq 23\left(1 - \frac{500}{844}\right) \approx 9{,}4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

b) Pièce retenue transversalement aux extrémités seulement

La pièce de 4000 mm de longueur peut déverser et l'équation (6.80) s'applique *s'il est démontré que cet état limite est le plus critique*.

$$\left(\frac{M_f}{M_r}\right)^2 - \frac{T_f}{C_{ey}} \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 6.80)}$$

$$M_f \leq M_r\sqrt{1 + \frac{T_f}{C_{ey}}}$$

La charge d'Euler est calculée par rapport à l'axe faible.

$$C_{ey} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)_y^2} = \frac{\pi^2 \times 70000 \times 3909}{\left(\frac{1{,}0 \times 4000}{41{,}3}\right)^2} = 288 \times 10^3 \text{ N} \qquad \text{(éq. 5.2)}$$

$$C_{ey} = 288 \text{ kN}$$

Lorsqu'il y a déversement, c'est l'équation (6.21) qui s'applique pour le calcul de M_r.

$$M_{rc} = \phi_y S_x \overline{F} F_o \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

La contrainte limite (F_o) correspond au voilement de l'aile comprimée avec un bord libre.

$$F_o = F_{cf} = \overline{F} F_y \qquad \text{(éq. 5.34)}$$

Le paramètre $\overline{F}$, dans le cas présent, est le même que celui qui a été calculé précédemment :

$$m = 5{,}0$$

$$\lambda = 50 \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

$$\overline{\lambda} = 0{,}93 \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

et

$$\overline{F} \approx 0{,}79 \qquad \text{(courbe 3 de la figure 5.23)}$$

$$F_o = 0{,}79 \times 240 = 190 \text{ MPa}$$

Le paramètre $\overline{F}$ de l'équation (6.21) définit le *déversement de la pièce* et est obtenu avec les équations (6.42) et (6.47).

$$\overline{\lambda} = \sqrt{\frac{M_o}{\omega_2 M_e}} \qquad \text{(éq. 6.42)}$$

Le moment limite M_o est égal à $S_{xc} F_o$, sur l'aile en compression.

$$M_o = 289 \times 10^3 \times 190 = 55 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_o = 55 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_e = \frac{\pi}{L}\left[\sqrt{EI_y GJ + \left(\frac{\gamma\pi EI_y}{L}\right)^2} + \frac{\gamma\pi EI_y}{L}\right] \qquad \text{(équation 6.47 avec } C_w = 0\text{)}$$

où, pour les profilés en T,

$$\gamma = \frac{1}{2I_x}\left[\frac{w\,y_2^4}{4} - y_1\left(\frac{b^3\,t}{12} + b\,t\,y_1^2 + \frac{w\,y_1^2}{4}\right)\right] - y_o \qquad \text{(éq. 6.50)}$$

Les paramètres de ces équations sont définis sur les figures 6.44b et c. Puisque l'aile du profilé en T est comprimée, $y_o = -y_1 = -48{,}6$ mm.

$$\gamma = \frac{1}{2 \times 15{,}5 \times 10^6}\left[\frac{10 \times 146{,}4^4}{4} - 48{,}6\left(\frac{200^3 \times 10}{12} + 200 \times 10 \times 48{,}6^2 + \frac{10 \times 48{,}6^2}{4}\right)\right] - (-48{,}6)$$

$$\gamma = 68$$

$$EI_y\,GJ = 70\,000 \times 6{,}68 \times 10^6 \times 26\,000 \times 136 \times 10^3 = 1{,}65 \times 10^{21}$$

$$\frac{\gamma\pi\,EI_y}{L} = \frac{68 \times \pi \times 70\,000 \times 6{,}68 \times 10^6}{4000} = 2{,}5 \times 10^{10}$$

$$M_e = \frac{\pi}{4000}\left[\sqrt{1{,}65 \times 10^{21} + (2{,}5 \times 10^{10})^2} + 2{,}5 \times 10^{10}\right] = 57 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_e = 57 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

On considère $\omega_2 = 1{,}0$ dans l'équation (6.42).

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{55}{1{,}0 \times 57}} = 0{,}98 \qquad \text{(éq. 6.42)}$$

Sur la courbe 1 de la figure 5.22, pour l'alliage 6351-T5 non soudé, on obtient :

$$\bar{F} \approx 0{,}73$$

$$M_{rc} = \phi_y\,S_{xc}\,\bar{F}\,F_o \qquad \text{(éq. 6.21)}$$

$$M_{rc} = 0{,}9 \times 289 \times 10^3 \times 0{,}73 \times 190 = 36 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{rc} = 36 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Puisque ce moment est supérieur à celui que la fibre en traction permet de développer ($M_{rt} = 23$ kN, calculé en a), il ne contrôle pas et l'équation (6.80), valide uniquement pour la compression, ne s'applique pas. Bien sûr, la conclusion aurait été différente si la section avait été symétrique par rapport à l'axe de flexion.

Le résultat obtenu en (a) reste le seul valide. Ainsi, lorsque la pièce n'est retenue latéralement qu'aux appuis, on a :

$$M_{f\,\max} = 9{,}4\,\mathrm{kN \cdot m}$$

EXEMPLE 6.7 Paroi raidie et paroi courbe en cisaillement

On demande de vérifier la résistance pondérée en cisaillement du panneau plat raidi et de la paroi courbe montrés sur la figure 6.45. La résistance en compression de ces mêmes panneaux a été évaluée à l'exemple 5.7 de la section 5.13. Tous les éléments du panneau sont en alliage 6061-T6.

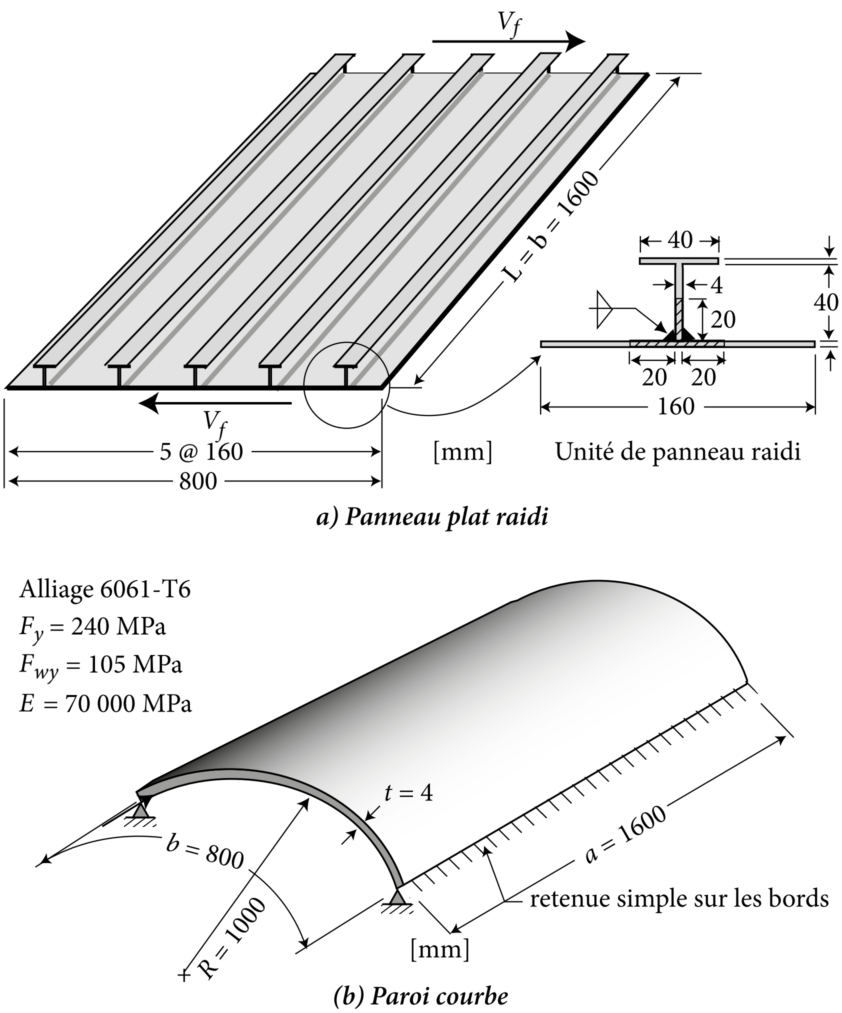


FIGURE 6.45 Panneau plat raidi et paroi courbe de l'exemple 6.7

SOLUTION

L'équation pour le calcul de la résistance pondérée en cisaillement est l'équation (6.99).

$$V_r = \phi_y \, h \, t \, \overline{F} \, (0{,}6 F_y) \qquad \text{(éq. 6.99)}$$

– Panneau plat raidi

$h = 800 \text{ mm}$

$t = 4 \text{ mm}$

La contrainte normalisée $(\overline{F})$ est obtenue en considérant l'élancement donné par l'équation (6.100) dans laquelle b est la longueur mesurée dans la direction des raidisseurs et I est le moment d'inertie *par unité de largeur du panneau*, calculé à l'exemple 5.7. C'est le moment d'inertie de l'unité de panneau montré sur la figure 6.45a, divisé par 160 mm, ce qui revient à diviser par 800 mm le moment d'inertie de la section du panneau entier.

$b = 1600 \text{ mm}$

$$I = \frac{293 \times 10^3}{160} = 1830 \text{ mm}^3$$

$$\lambda = 0{,}8 \times 1600 \sqrt[8]{\frac{4}{1830^3}} = 91 \qquad \text{(éq. 6.100)}$$

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{0{,}6\, F_y}{\pi^2\, E}} \qquad \text{(éq. 6.55)}$$

$$\overline{\lambda} = 91 \sqrt{\frac{0{,}6 \times 240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}31$$

La contrainte normalisée $\overline{F}$ est tirée de la courbe 4 de la figure 5.23 pour l'alliage 6061-T6 soudé.

$\overline{F} = 0{,}43$

$$V_r = 0{,}9 \times 800 \times 4 \times 0{,}43 \times 0{,}6 \times 240 = 178 \times 10^3 \text{ N} \qquad \text{(éq. 6.99)}$$

$V_r = 178 \text{ kN}$

Exprimée en termes de flux de cisaillement par unité de longueur, la résistance est égale à :

$$v_r = \frac{178 \times 10^3}{800} = 223 \text{ N/mm}$$

– Paroi courbe

L'équation qui définit l'élancement de la paroi courbe montrée sur la figure 6.45b pour le cisaillement, est l'équation (6.104).

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1+\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^2}} \qquad \text{(éq. 6.104)}$$

Dans cette équation, le paramètre λ_2 est défini par l'équation (6.53) pour un panneau plat de dimensions $a \times b$ égales à 1600×800, la dimension a étant la plus grande des longueurs, tel qu'indiqué sur la figure 6.24. Le paramètre λ_1 est la valeur la plus faible des élancements suivants :

$$\lambda = 4\sqrt[8]{\left(\frac{R}{t}\right)^5}\sqrt[4]{\frac{a}{t}} \qquad \text{(éq. 6.102)}$$

$$\lambda = 6\sqrt[4]{\left(\frac{R}{t}\right)^3} \qquad \text{(éq. 6.103)}$$

Selon la figure 6.45b,

$$t = 4\text{ mm}$$

$$a = 1600\text{ mm}$$

$$R = 1000\text{ mm}$$

$$\lambda = 4\sqrt[8]{\left(\frac{1000}{4}\right)^5}\sqrt[4]{\frac{1600}{4}} = 564 \quad (!)$$

$$\lambda = 6\sqrt[4]{\left(\frac{1000}{4}\right)^3} = 377 \quad (!)$$

On constate qu'un tube de 1000 mm de rayon de courbure et de 4 mm d'épaisseur est très flexible en cisaillement. Il faudrait augmenter l'épaisseur de la paroi du tube pour obtenir des valeurs d'élancement plus acceptables. Pour le moment, on retient $\lambda = 377$ comme valeur de λ_1.

$$\lambda_2 = \lambda_s = \frac{1{,}4\,\frac{b}{t}}{\sqrt{1+0{,}75\left(\frac{b}{a}\right)^2}} \qquad \text{(éq. 6.53)}$$

$$\lambda_2 = \frac{1{,}4 \times \frac{800}{4}}{\sqrt{1+0{,}75\left(\frac{800}{1600}\right)^2}} = 257 \quad (!)$$

Le panneau plat équivalent est aussi très élancé. Cet élancement peut être comparé à celui du panneau raidi de mêmes dimensions ($\lambda = 91$).

$$\lambda = \frac{377}{\sqrt{1+\left(\frac{377}{257}\right)^2}} = 212 \qquad \text{(éq. 6.104)}$$

De toute évidence, une paroi courbe de 4 mm d'épaisseur et de 1600 × 800 mm de côté est trop élancée pour le cisaillement. Si on augmente l'épaisseur à 10 mm, on obtient $\lambda_1 = 190$, $\lambda_2 = 103$ et $\lambda = 91$, ce qui est beaucoup mieux. La résistance pondérée d'une telle paroi, exprimée sous forme de flux de cisaillement par unité de longueur, se calcule de la façon suivante :

$$\bar{\lambda} = 91\sqrt{\frac{0{,}6 \times 240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}31 \qquad \text{(éq. 6.55)}$$

$\bar{F} \approx 0{,}5$ (courbe 3 de la figure 5.23, puisque la paroi n'est pas soudée)

$$v_r = 0{,}9 \times 10 \times 0{,}5 \times 0{,}6 \times 240 \qquad \text{(éq. 6.99 divisée par } h{=}b\text{)}$$

$$v_r = 648 \text{ N/mm}$$

EXEMPLE 6.8 Poutre assemblée

On demande de calculer la charge uniforme maximale (w_f) que la poutre assemblée en aluminium montrée à la figure 6.46 est en mesure de résister.

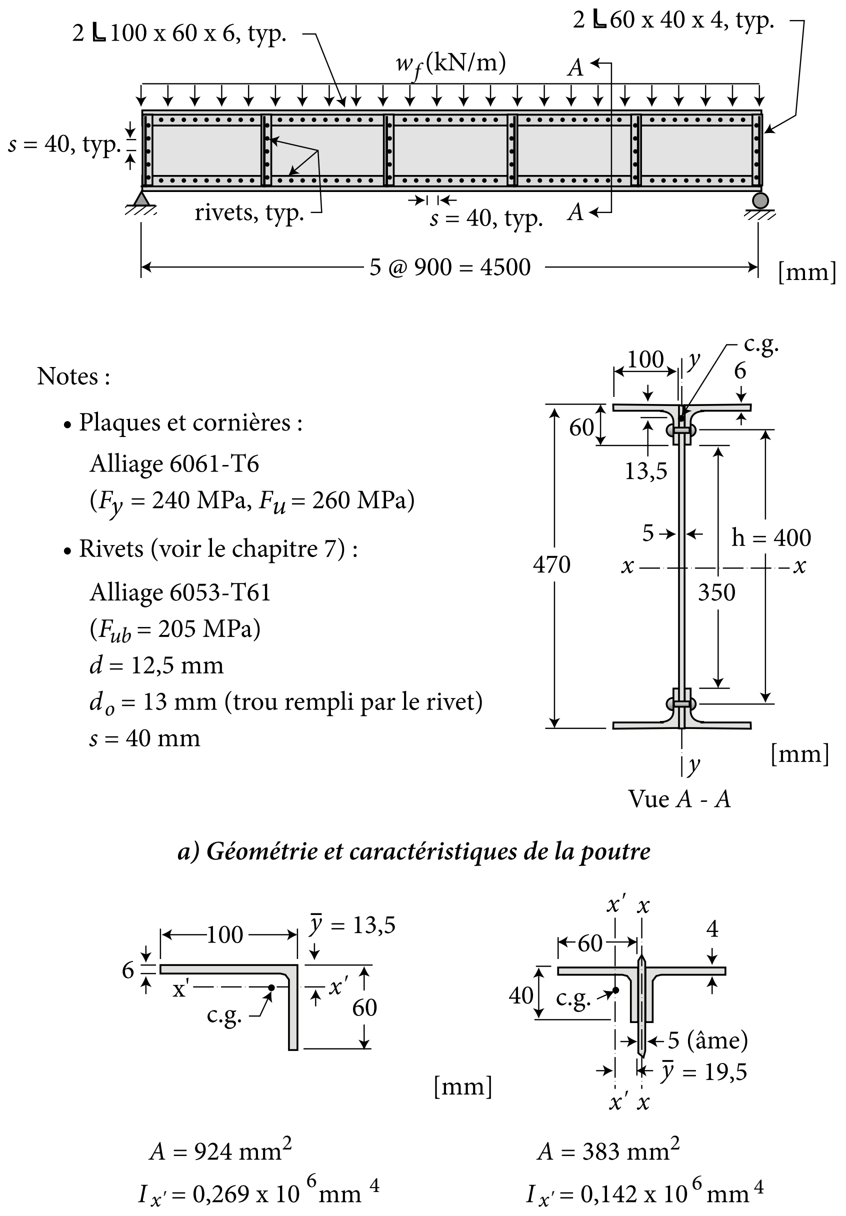
La poutre entièrement rivetée est supportée transversalement sur toute sa longueur au niveau de l'aile en compression. L'alliage utilisé pour les plaques et les cornières est le 6061-T6 et celui des rivets est le 6053-T61.

SOLUTION

– Classe de la section

Les ailes de dimensions 100 × 6 mm sont retenues efficacement sur un bord. Le paramètre m utilisé pour le calcul de l'élancement est ainsi donné par l'équation (5.27) :

$$m = 3{,}0 + 0{,}6\frac{(a/w)}{(b/t)} \leq 5{,}0 \qquad \text{(éq. 5.27)}$$



a) Géométrie et caractéristiques de la poutre

b) Propriétés géométriques de la cornière 100 x 60 x 6 mm

c) Propriétés géométriques de la cornière 60 x 40 x 4 mm

FIGURE 6.46 Poutre assemblée de l'exemple 6.8

Selon la figure 5.24a,

$$a = 470 - 6 = 464 \text{ mm}$$

$$w = 5 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$t = 6 \text{ mm}$$

$$m = 3{,}0 + 0{,}6\,\frac{(464/5)}{(100/6)} = 6{,}34 > 5{,}0$$

$$m = 5{,}0$$

On vérifie la limite de la classe 3 avec l'équation (6.9) :

$$\frac{b}{t} \geq \frac{420}{m\sqrt{F_y}} \qquad \text{(éq. 6.9)}$$

$$\frac{b}{t} = \frac{100}{6} = 16{,}7 > \frac{420}{5{,}0\sqrt{240}} = 5{,}42$$

L'aile de la poutre est donc de classe 3.

– Résistance en flexion

$$M_r = \phi_y\, S_x\, \bar{F}\, F_y \qquad \text{(éq. 6.19)}$$

$$\lambda = m\,\frac{b}{t} = 5{,}0 \times \frac{100}{6} = 83 \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

$$\bar{\lambda} = \lambda\sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 83\sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}55 \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

Selon la courbe 3 de la figure 5.23, pour l'alliage 6061-T6 non soudé,

$$\bar{F} = 0{,}35$$

Le module de section (S_x) est obtenu en considérant la géométrie de la poutre illustrée sur la figure 6.46a et les propriétés de la cornière 100 × 60 × 6 données sur la figure 6.46b.

$$I_x = \frac{5 \times 470^3}{12} + 4 \times 924 \left(\frac{470 - 2 \times 13{,}5}{2}\right)^2 + 4 \times 0{,}269 \times 10^6$$

$$I_x = 226 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$S_x = \frac{I_x}{470/2} = 960 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$M_r = 0{,}9 \times 960 \times 10^3 \times 0{,}35 \times 240 = 73 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 73 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

On peut aussi vérifier l'équation (6.17), même si on prévoit qu'elle ne contrôlera pas.

$$M_r = \phi_u \, S_{nx} \, F_u \qquad \text{(éq. 6.17)}$$

On tient compte de la présence des trous de rivets dans l'aile en traction pour le calcul du module de la section nette (S_{nx}) à l'aide de l'équation (6.18).

$$S_{nx} = S_x - \Sigma (d_o \, t)_i \, y_i \qquad \text{(éq. 6.18)}$$

$$S_{nx} = 960 \times 10^3 - 13\left[5 + (2 \times 6)\right]\frac{400}{2} = 916 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$M_r = 0{,}75 \times 916 \times 10^3 \times 260 = 179 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = 179 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Ainsi,

$$M_f = \frac{w_f \, L^2}{8} \leq M_r = 73 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$w_f \leq \frac{8 M_r}{L^2} = \frac{8 \times 73}{4{,}5^2} = 29 \text{ kN/m}$$

– Résistance en cisaillement aux frontières

Pour le calcul de la résistance des rivets, il faut se référer au chapitre 7 ainsi qu'à la section 4.4.2.

- Résistance des rivets en cisaillement double ($m = 2$)

$$R_f = \phi_f \, m \, A_b \, (0{,}6 F_{ub}) \qquad \text{(éq. 7.12)}$$

$$R_f = 0{,}67 \times 2 \left(\frac{\pi \times 13^2}{4}\right) 0{,}6 \times 205$$

$$R_f = 22 \times 10^3 \text{ N}$$

- Résistance à la pression diamétrale

$$R_f = \phi_u\, 2 d_o\, t\, F_u \qquad \text{(éq. 7.26)}$$

$$R_f = 0{,}75 \times 2 \times 13 \times 5 \times 260$$

$$R_f = 25 \times 10^3 \text{ N}$$

Ainsi,

$$R_f = 22 \times 10^3 \text{ N}$$

- Résistance des rivets par unité de longueur

$$v_r = \frac{R_f}{s} \qquad \text{(éq. 6.61)}$$

$$v_r = \frac{22 \times 10^3}{40} = 550 \text{ N/mm}$$

- Résistance de l'âme en cisaillement au droit des rivets

$$v_r = 0{,}6\, \phi_u\, t \left(1 - \frac{d_o}{s}\right) F_u \qquad \text{(éq. 6.61)}$$

$$v_r = 0{,}6 \times 0{,}75 \times 5 \left(1 - \frac{13}{40}\right) 260$$

$$v_r = \phi_u\, v_s = 0{,}75 \times 527 = 395 \text{ N/mm}$$

C'est cette dernière valeur qui contrôle, au lieu de 550 N/mm obtenu précédemment.

– Résistance de l'âme au cisaillement

Pour le calcul de la résistance au cisaillement de l'âme, on considère un panneau de dimensions $a \times b$ égales à 900 × 400 mm (voir la figure 6.46a), la dimension a étant la plus grande des deux, selon la figure 6.24. Ainsi, $b = h = 400$ mm, plutôt que 470 ou 350 mm. La valeur intermédiaire est jugée plus appropriée.

$$\lambda_s = \frac{1.4\left(\frac{b}{t}\right)}{\sqrt{1 + 0{,}75\left(\frac{b}{a}\right)^2}} \qquad \text{(éq. 6.53)}$$

$$\lambda_s = \frac{1{,}4\left(\frac{400}{5}\right)}{\sqrt{1 + 0{,}75\left(\frac{400}{900}\right)^2}} = 105$$

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{0{,}6\, F_y}{\pi^2\, E}} \qquad \text{(éq. 6.55)}$$

$$\bar{\lambda} = 105 \sqrt{\frac{0{,}6 \times 240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}52$$

Selon la courbe 3 de la figure 5.23, pour l'alliage 6061-T6 non soudé, on a :

$$\bar{F} = 0{,}37$$

La contrainte de voilement initial en cisaillement est obtenue à l'aide de l'équation (6.56).

$$F_{sc} = 0{,}6\, \bar{F}\, F_y \qquad \text{(éq. 6.56)}$$

$$F_{sc} = 0{,}6 \times 0{,}37 \times 240 = 53\ \text{MPa}$$

Puisque le cisaillement dans la plaque d'âme au droit des rivets (v_r) contrôle aux frontières, on utilise $\varphi_k = \varphi_u = 0{,}75$ et $v_s = 527$ N/mm dans l'équation (6.65) pour le calcul de la résistance au cisaillement du panneau d'âme raidi, tenant compte de la *réserve de capacité* développée après le voilement de l'âme.

$$V_r = \phi_u\, h\, t \left(2 \sqrt{F_{sc} \frac{v_s}{t}} - F_{sc} \right) \qquad \text{(éq. 6.65)}$$

$$V_r = 0{,}75 \times 400 \times 5 \left(2 \sqrt{53 \times \frac{527}{5}} - 53 \right) = 145 \times 10^3\ \text{N}$$

$$V_r = 145\ \text{kN}$$

La réaction aux appuis ne doit pas dépasser cette valeur.

$$R_f = \frac{w_f\, L}{2} \le V_r = 145\ \text{kN}$$

$$w_f \le \frac{2 \times 145}{4{,}5} = 64\ \text{kN/m}$$

C'est donc la flexion qui contrôle et,

$$w_f \le 29\ \text{kN/m}$$

– Raidisseurs porteurs

Avec la valeur critique de w_f, on calcule la réaction aux appuis.

$$R_f = \frac{w_f \, L}{2} = \frac{29 \times 4{,}5}{2} = 65 \text{ kN}$$

Les raidisseurs porteurs situés au-dessus des appuis agissent comme un poteau sollicité par une charge de compression égale à R_f.

Les propriétés géométriques du raidisseur sont calculées de la façon suivante, en se référant aux figures 6.28 et 6.46c :

Pour deux cornières 60 × 40 × 4,

$$A = 766$$

$$I_x = 2 I_{x'} + 2 A (\bar{y} + 0{,}5 t)^2$$

$$I_x = 2 \times 0{,}142 \times 10^6 + 2 \times 383 (19{,}5 + 0{,}5 \times 5)^2 = 655 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{655 \times 10^3}{766}} = 29 \text{ mm}$$

$$C_r = \phi_c \, A \, \overline{F} \, F_o \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$F_o = F_{cf} \qquad \text{(éq. 5.34)}$$

L'aile de dimensions 60 × 4, est retenue rigidement sur un bord. L'équation à considérer pour le calcul de m est l'équation (5.27) :

$$m = 3{,}0 + 0{,}6 \frac{(a/w)}{(b/t)} \le 5{,}0 \qquad \text{(éq. 5.27)}$$

Il serait beaucoup trop sécuritaire d'utiliser $a = 900$ mm et $w = 5$ mm dans cette équation puisqu'on négligerait ainsi le fait que le panneau d'âme est solidement retenu sur tout son contour et que l'épaisseur de l'âme est plus que doublée dans la région immédiate de l'aile qui risque de voiler.

On considère ainsi a =900/2= 450 mm et $w = 2 \times 5 = 10$ mm, qui donnent un résultat qui se situe près de la limite supérieure, de toute façon.

$$m = 3{,}0 + 0{,}6 \frac{(450/10)}{(60/4)} = 4{,}8$$

$$\lambda = m \frac{b}{t} = 4{,}8 \times \frac{60}{4} = 72$$

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 72 \sqrt{\frac{240}{\pi^2 \times 70\,000}} = 1{,}34$$

Selon la courbe 3 de la figure 5.23,

$$\overline{F} \approx 0{,}47$$

$$F_{cf} = \overline{F}\, F_y = 0{,}47 \times 240 = 113\ \text{MPa} \qquad \text{(éq. 5.13)}$$

$$F_o = 113\ \text{MPa}$$

Le poteau de hauteur h = 400 mm cherche à flamber en flexion.

$$\lambda = \frac{K\,L}{r} = \frac{1{,}0 \times 400}{29} = 14 \qquad \text{(éq. 5.44)}$$

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_o}{\pi^2\, E}} \qquad \text{(éq. 5.41)}$$

$$\overline{\lambda} = 14 \sqrt{\frac{113}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}18 < 0{,}3$$

Donc, $\overline{F}$ = 1,0, selon la courbe 1 de la figure 5.22.

$$C_r = 0{,}9 \times 766 \times 1{,}0 \times 113 = 78 \times 10^3\ \text{N} \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$C_r = 78\ \text{kN} > R_f = 65\ \text{kN}$$

- Raidisseurs transversaux

Puisque la résistance offerte par deux cornières de dimensions 60 × 40 × 4 est suffisante pour résister au cisaillement maximal ($V_{f\max}$) égal à la réaction d'appui (R_f), on peut chercher à optimiser les raidisseurs transversaux ailleurs sur la poutre, en n'utilisant qu'une seule cornière.

Il suffit de calculer l'effort de cisaillement pondéré (V_f) qu'un raidisseur constitué d'une seule cornière 60 × 40 × 4 rivetée à l'âme de la poutre pourrait reprendre. La charge est ainsi excentrée et le poteau est sollicité en flexion-compression. On utilise l'équation (6.84) pour le calcul de $V_f = C_f$:

$$\frac{M_f}{S_c\left(1 - \dfrac{V_f}{C_e}\right)} + \frac{V_f}{A} \leq \phi_y\, F_o \qquad \text{(éq. 5.84)}$$

En se référant aux figures 6.28 et 6.46c pour les caractéristiques géométriques de la cornière 60 × 40 × 4 utilisée seule, on transforme l'équation (6.82) en considérant les valeurs suivantes pour M_f et S_c :

$$M_f = V_f\ \overline{y}$$

$$S_c = \frac{I_{x'}}{\overline{y}}$$

$$V_f\left[\frac{\overline{y}^2}{I_x\left(1-\dfrac{V_f}{C_e}\right)}+\frac{1}{A}\right] \leq \phi_y\ F_o$$

La valeur de C_e est obtenue de l'équation (6.88) pour la flexion par rapport à l'axe considéré.

$$C_e = \frac{\pi^2\ EA}{\left(\dfrac{KL}{r_x}\right)^2} = \frac{\pi^2\ EI_{x'}}{(KL)^2} \qquad \text{(éq. 6.88)}$$

$$C_e = \frac{\pi^2 \times 70\,000 \times 0{,}142 \times 10^6}{(1{,}0 \times 400)^2} = 613 \times 10^3\ \text{N}$$

La contrainte limite (F_o) a été calculée précédemment :

$$F_o = 113\ \text{MPa}$$

$$V_f\left[\frac{19.5^2}{0{,}142 \times 10^6\left(1-\dfrac{V_f}{613 \times 10^3}\right)}+\frac{1}{383}\right] \leq 0{,}9 \times 113$$

$$V_f = 19\,000\ \text{N} = 19\ \text{kN}$$

Une seule cornière 60 × 40 × 4 utilisée comme raidisseur transversal serait suffisante uniquement aux deux endroits situés près du centre de la poutre de la figure 6.46a, où, en considérant le diagramme de l'effort tranchant, on a :

$$V_f = \frac{65 \times 450}{2250} = 13\ \text{kN} < 19\ \text{kN}$$

RÉFÉRENCES

[6.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),***Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[6.2] SHARP, M.L., ***Behavior and design of aluminum structures,*** McGraw-Hill, Inc. 1993.

[6.1] MAZZOLANI, F.M., ***Aluminium alloy structures,*** 2nd Edition, E & FN SPON, 1995.

[6.4] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual***, Part 1 – B Specification for aluminum structures, Washington, D.C., 2020.

[6.5] KISSEL, J.R., FERRY, R.L., ***Aluminum structures - A guide to their specifications and design,*** John Wiley and Sons, Inc., New York, 2002.

[6.6] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157.1-17 (R2022),***Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[6.7] JOMBOCK, J.R., ***Plastic design of aluminum beams,*** ASCE Annual Meeting, Kansas City, USA, 1974.

[6.8] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules***, ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007.

[6.9] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Limit states design of steel structures,*** CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[6.10] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., ***Calcul des charpentes d'acier,*** Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794 p.), Tome 2, 2010 (611 p.)

[6.11] TIMOSHENKO, S.P., GERE, J. M., ***Theory of elastic stability,*** McGraw-Hill Book Co. Inc., N.Y., 2nd Ed., 1961 (Amazon Paperback, 2009).

[6.12] MARSH, C., ***Strength of Aluminum,*** 5th Edition, Alcan Canada Products, Ltd., 1983.

[6.13] CLARK, J.W., JOMBOCK, J.R., ***Lateral buckling of I-beams subjected to unequal end moments,*** Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, EM3, 1957.

[6.14] AUSTIN, W.J., ***Strength and design of metal beam-columns,*** Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 87, ST. 4, 1961.

[6.15] STRUCTURAL STABILITY RESEARCH COUNCIL, ***Guide to the stability design criteria for metal structures,*** 6th Edition, R.D. Ziemian, Editor, John Wiley and Sons, N.Y. 2010.

[6.16] NETHERCOT, D.A., ***"Elastic lateral buckling of beams" in "Beams and beam-columns : stability and strength"***, R. Narayanan, Editor, Applied Science publishers, New York, 1983.

[6.17] NETHERCOT, D.A., ROCKEY, K.C., ***A unified approach to the elastic lateral buckling of beams,*** AISC Engineering Journal, Vol. 9, No, 3, 1972, pp 96-107.

[6.18] KIRBY, P.A., NETHERCOT, D.A., ***Design for structural stability,*** Wiley, New York, 1979.

[6.19] CHEN, W.F., LUI, E.M., ***Structural stability : theory and implementation,*** chap. 5, Elsevier Science Publishing Co., New York, 1987.

[6.20] SHERBOURNE, A.N., PANDEY, M.D., ***Elastic, lateral-torsional stability of beams : moment modification factor,*** Journal of Constructional Steel Research, Vol. 13, No. 4, 1989.

[6.21] SCHMITKE, C.D., KENNEDY, D.J.L., ***Effective lengths of laterally continuous, laterally unsupported steel beams,*** Canadian Journal of Civil Engineering, Vol. 12, No. 3, 1985.

[6.22] MARSH, C., ***Theoretical Model for collapse of shear web,*** Journal of Engineering Mechanics Division, ASCE, October, 1982.

[6.23] MARSH, C., ***The ultimate shear capacity of welded aluminum stiffened webs***, Proceedings, Structural Stability Research Council, Annual technical session, Minneapolis, 1988.

[6.24] VILNAY, O., BURT, C., ***The shear effective width of aluminium plates,*** Thin Walled Structures, Elsevier Applied Science, Vol. 6, No. 2, 1988.

[6.25] HÖGLUND, T., ***Simply supported long thin I-girders without web stiffeners subjected to distributed transversal load,*** Proceedings of IABSE Colloquium, London, 1971.

[6.26] EVANS, H.R., HAMOODI, M.J., ***The collapse of welded aluminium plate girders - An experimental study,*** Thin Walled Structures, Vol. 5, No. 4, Elsevier Applied Science, 1987.

[6.27] MENDELSON, A., ***Plasticity : theory and application,*** MacMillan, New York, 1968.

[6.28] VOLTINAT, G., DANGELMAIER, H., ***Zur Elastischen tragfahigkeit kompacter aluminiumguerschmitte,*** Teil II Aluminium 65, 1989.

[6.29] HILL, H.N., CLARK, J.W., ***Lateral buckling of eccentrically loaded I-section columns,*** ASCE Transactions, Vol. 116, 1951.

[6.30] GIECK, K., ***Engineering formulas,*** 5th Edition, McGraw-Hill Book Company, N.Y., 1986.

[6.31] HILL, H.N., HARTMANN, E.C., CLARK, J.W., ***Design of aluminum alloy members for combined end load and bending,*** ASCE Transactions, Vol. 121, 1956.

[6.32] CLARK, J.M., HILL, H.N., ***Lateral buckling of beams,*** Journal of the Structural Division, ASCE, May, 1960.

[6.33] ARRIEN, P., BASTIEN, J., BEAULIEU, D., ***Le remplacement d'un tablier de pont par un tablier en aluminium***, Rapport GCT-95-21, Département de génie civil, Université Laval, 1995.

[6.34] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS, ***AASHTO LRFD Bridge design specifications,*** 8th edition, Washington, D.C., 2017.

[6.35] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS, ***Guide specifications for aluminum highway bridges***, Washington, D.C., 1991.

[6.36] ZIEMIAN, R.D., KISSELL, R., ***System stability design criteria for aluminum structures***, SDSS' Rio 2010 Stability and ductility of steel structures, E. Batista, P. Vellasco, L. de Lima (Eds.), Rio de Janeiro, Brazil, sept 8-10, 2010.

[6.37] CANADIAN STANDARD ASSOCIATION, ***CANADIAN HIGHWAY BRIDGE DESIGN CODE,*** CAN/CSA S6:19, REXDALE, ONTARIO, 2019

Chapitre 7

ASSEMBLAGES MÉCANIQUES

7.1 INTRODUCTION

7.1.1 Généralités

Les pièces sollicitées en traction, en compression ou en flexion qu'on a étudiées dans les chapitres précédents ne peuvent être mises à contribution dans une structure que si elles sont reliées au reste de la charpente ou aux appuis par des assemblages. Les pièces des charpentes d'aluminium sont assemblées à l'aide d'attaches mécaniques, de soudures, de pièces de transfert et de raidisseurs qu'il faut calculer de façon adéquate et en détail pour assurer l'intégrité de l'ouvrage.

Les assemblages ont la réputation d'être trop souvent le chaînon faible des structures puisqu'ils sont le lieu de concentration de contraintes difficiles à évaluer de façon précise et que les méthodes de calcul sont souvent empiriques et, dans la plupart des cas, approximatives. Par exemple, une structure soumise à des sollicitations répétées est susceptible d'atteindre l'état limite de fatigue et c'est pratiquement toujours dans les assemblages que s'amorcent les fissures de fatigue à cause des concentrations de contraintes, ou à cause de la présence de soudures ou d'un mauvais détail de construction.

De plus, les assemblages démontrent un comportement généralement beaucoup moins ductile que les pièces qu'ils relient, ce qui a pour effet que la rupture d'un assemblage est souvent catastrophique puisqu'elle se produit soudainement et sans signe avertisseur. C'est pour toutes ces raisons que les probabilités de rupture utilisées pour le calcul des assemblages sont toujours plus faibles que celles des autres éléments de la charpente. On augmente ainsi les chances que les états limites ultimes susceptibles d'entraîner la ruine de la charpente ne se produisent pas dans les assemblages et que la structure affiche un comportement plus ductile.

Le calcul des assemblages de charpentes d'aluminium s'apparente à celui des assemblages de charpentes d'acier, mais il existe plusieurs caractéristiques propres aux charpentes d'aluminium, qu'il est important de connaître. C'est ce que tenteront de faire ressortir le présent chapitre et le suivant.

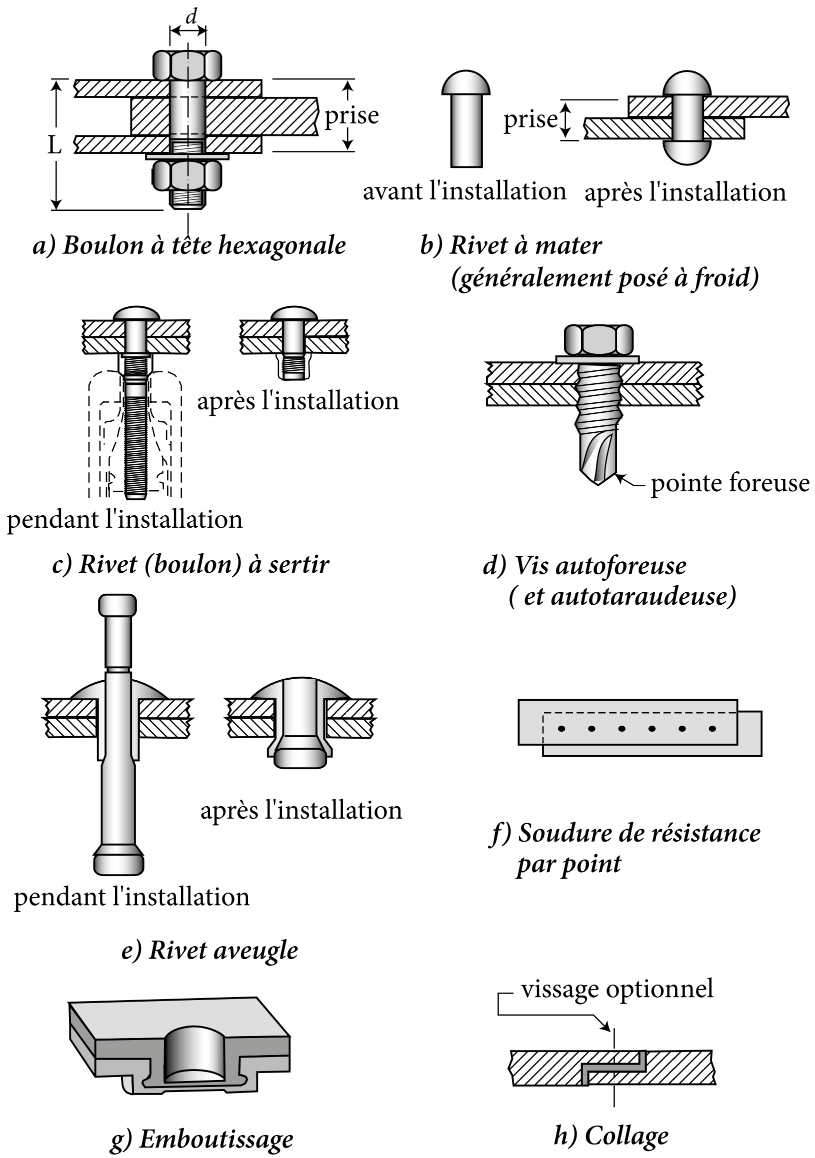
En principe, il est plus avantageux d'utiliser des assemblages mécaniques que des assemblages soudés dans les charpentes d'aluminium puisque l'assemblage mécanique n'accuse pas de perte de résistance équivalente à celle causée par le soudage (voir les chapitres 4 et 8) et aussi parce que les soudeurs qualifiés de charpentes d'aluminium ne sont pas légion.

Comme les charpentes d'aluminium sont des charpentes préfabriquées, les pièces à assembler et les pièces de transfert sont d'abord préparées en atelier : coupage aux dimensions requises, forage ou poinçonnement des trous, soudage des raidisseurs, etc. De plus, une partie de l'assemblage est généralement réalisé en usine à l'aide de soudures et de boulons, l'autre partie étant réalisée sur le chantier par boulonnage. Ainsi, les pièces de transfert sont boulonnées ou soudées en atelier sur une des pièces principales à assembler. On complète l'assemblage des pièces principales par boulonnage, lors du montage sur le chantier. Le temps de montage d'une charpente d'aluminium dépend surtout du temps nécessaire pour assembler les pièces. En plus d'accélérer le montage, les assemblages boulonnés sur le chantier permettent de meilleures possibilités de réglage et d'ajustage de la charpente.

7.1.2 Classification des assemblages

Même si les assemblages utilisés dans les charpentes d'aluminium sont parfois plus simples à concevoir que ceux des charpentes d'acier, ce sont essentiellement les mêmes types d'assemblages. Puisqu'un des avantages de l'aluminium est sa légèreté, on évitera donc d'utiliser l'aluminium dans des structures massives, nécessitant souvent l'usage d'assemblages rigides. Quoi qu'il en soit, les coûts impliqués dans de telles structures et la non-disponibilité de profilés massifs en aluminium ont tendance à ramener rapidement le concepteur à la réalité.

Il existe diverses classifications pour les assemblages. Une des plus fondamentales est celle qui fait la distinction entre les assemblages de charpentes pour la construction civile (bâtiments, ponts, pylônes, etc,) et ceux qui sont plus adaptés aux applications mécaniques (véhicules de transport routier, aérien ou ferroviaire, par exemple) ou aux applications architecturales (éléments minces ou parements en aluminium). Dans le premier groupe, on utilise principalement des boulons et des rivets de bonne dimension pour relier les pièces, alors que dans le deuxième, des vis, des rivets de plus petite dimension, la soudure par point, l'emboutissage et même la colle suffisent à relier les tôles et les profilés plus minces. La figure 7.1 illustre chacun des connecteurs mécaniques que l'on vient d'énumérer.



Notes :
- Les connecteurs (*a*) à (*c*) sont adaptés aux charpentes de construction civile.
- Les connecteurs (*d*) à (*h*) sont adaptés aux applications mécaniques et architecturales.

FIGURE 7.1 Exemples de connecteurs mécaniques

Les assemblages soudés seront abordés dans le chapitre suivant. Tous les autres types d'assemblages sont des assemblages mécaniques, à l'exception peut-être des assemblages collés, et sont étudiés dans le présent chapitre. On étudiera plus en détail les assemblages boulonnés et rivetés puisqu'il conviennent mieux aux types de structures couverts par ce fichier. Les principales caractéristiques des autres méthodes d'assemblage mécanique, y compris le collage, seront présentées de façon à donner une vue d'ensemble des différentes options qui s'offrent au concepteur.

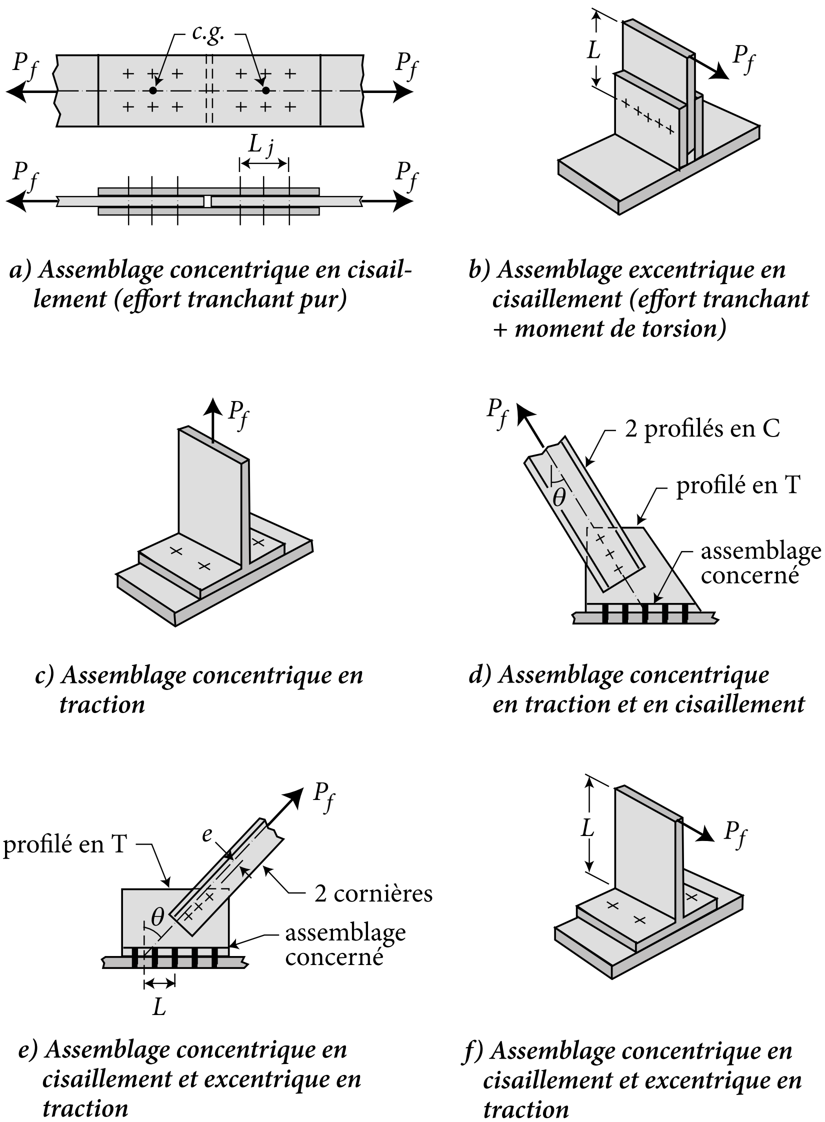
On peut aussi classer les assemblages selon le type d'efforts sollicitant les connecteurs. Dans ce volume, on a adopté cette dernière classification pour les assemblages mécaniques et les assemblages soudés. Une pièce peut transmettre à un assemblage boulonné ou riveté, un effort normal, un effort tranchant, un moment fléchissant ou un couple de torsion. Dans le boulon ou le rivet, ces efforts produisent de la traction, du cisaillement ou une combinaison des deux, selon la position des boulons ou des rivets dans l'assemblage par rapport aux charges transmises.

Si l'effort qui sollicite un groupe de connecteurs agit dans un plan *perpendiculaire* à l'axe longitudinal des connecteurs, ces connecteurs sont soumis à un effort tranchant et ils travaillent en cisaillement. Si cet effort tranchant passe par le centre de gravité du groupe de connecteurs, on a alors un *assemblage concentrique en cisaillement* et les connecteurs sont soumis à un effort tranchant pur. Le connecteurs de l'assemblage à double recouvrement montré sur la figure 7.2a sont soumis à un effort tranchant pur (P_f). Dans cet assemblage, les pièces assemblées et les pièces de transfert sont soumises à un effort de traction (chapitre 4), mais les connecteurs sont soumis à un effort tranchant concentrique.

Si l'effort tranchant est excentré par rapport au centre de gravité du groupe de connecteurs, on a alors un *assemblage excentrique en cisaillement* (figure 7.2b). Dans ce cas, le cisaillement dans les connecteurs est produit par un effort tranchant (P_f) et un moment de torsion ($P_f L$) qui agit dans le plan de l'assemblage.

Si l'effort qui sollicite *un groupe de boulons* agit dans un plan *parallèle* à l'axe des boulons et passe par le centre de gravité du groupe, les boulons sont soumis à un effort normal concentrique et on a alors un *assemblage boulonné concentrique en traction.* Les boulons de l'assemblage de la figure 7.2c sont soumis à un effort normal concentrique ou effort de traction pur. Lorsque les boulons d'un assemblage travaillent en traction, on dit qu'ils travaillent à l'arrachement des têtes.

Dans les assemblages où les boulons sont tendus, la déformabilité des plaques reliées par les boulons peut faire augmenter la traction dans les boulons. Ce phénomène, connu sous le nom d'*effet de levier*, est étudié à la section 7.8. Ainsi, la déformabilité des ailes du profilé en T de l'assemblage de la figure 7.2c peut faire en sorte que la traction dans chaque groupe de boulons est plus grande que P_f / n, où P_f est l'effort pondéré qui sollicite le groupe et n est le nombre de boulons dans le groupe.



Notes :
- Les connecteurs des assemblages (*a*) et (*b*) sont cisaillés.
- Les boulons de l'assemblage (*c*) sont tendus.
- Les boulons des assemblages (*d*), (*e*) et (*f*) sont tendus et cisaillés.

FIGURE 7.2 Classification des assemblages

L'effort qui sollicite l'assemblage de la figure 7.2d agit dans un plan parallèle à l'axe des boulons, mais il n'est pas parallèle à cet axe. L'angle θ définit l'orientation de l'effort P_f par rapport à l'axe des boulons. Cet effort a une composante agissant perpendiculairement à l'axe des boulons($P_f \sin \theta$) et une composante parallèle à cet axe($P_f \cos\theta$), Comme les deux composantes passent par le centre degravité du groupe de boulons, les boulons sont soumis à un effort tranchant pur égal à $P_f \sin\theta$ et à un effort de traction pur égal à $P_f \cos\theta$. Ces boulons sont donc soumis à une combinaison de traction et de cisaillement. On a alors un *assemblage boulonné concentrique en traction et en cisaillement.*

Si, dans un assemblage similaire à celui de la figure 7.2d, l'effort est excentré par rapport au centre de gravité du groupe de boulons (figure 7.2e), l'assemblage est soumis à un effort tranchant concentrique et à un effort de traction excentrique. Les boulons sont soumis à une combinaison de traction et de cisaillement mais, dans ce cas, la traction dans les boulons est causée par une combinaison effort normal-moment fléchissant. Dans le calcul de l'effort de traction dans chaque boulon, en plus de l'effort normal ($P_f \cos\theta$), il faut tenir compte du moment fléchissant ($P_f L \cos\theta$). L'assemblage boulonné de la figure 7.2e est un *assemblage concentrique en cisaillement et excentrique en traction.*

L'effort qui sollicite l'assemblage montré sur la figure 7.2f agit dans un plan parallèle à l'axe longitudinal des boulons, à une distance L de la surface de contact des éléments assemblés et il est perpendiculaire à cet axe. Les boulons de cet assemblage sont également soumis à une combinaison de traction excentrée et de cisaillement concentrique. Dans ce cas, la traction dans les boulons est causée par le moment fléchissant $P_f L$, et le cisaillement par l'effort tranchant P_f.

7.1.3 États limites

Plusieurs états limites ultimes et d'utilisation doivent être vérifiés pour assurer l'intégrité structurale et les bonnes conditions en service des assemblages boulonnés et rivetés. Chacun de ces états limites sera étudié dans les sections qui suivent.

États limites ultimes

- Traction dans un boulon;
- Cisaillement dans un boulon ou un rivet;
- Traction et cisaillement dans un boulon;
- Résistance à la pression diamétrale autour d'un boulon ou d'un rivet;
- Résistance à la traction et au cisaillement des pièces de transfert;
- Voilement des pièces de transfert.

États limites d'utilisation

- Résistance au glissement produite par un boulon à haute résistance en acier;
- Résistance au glissement lorsqu'il y a une force de traction externe;
- Desserrement des boulons.

En général, le calcul des assemblages est basé sur des hypothèses simplificatrices, justifiées par des études expérimentales. Ces hypothèses conduisent à des méthodes de calcul faciles à appliquer et qui donnent les efforts dans les connecteurs et les pièces de transfert avec une précision suffisante. Toutefois, pour certains types d'assemblages, il est difficile d'arriver à des équations simples à cause de la multiplicité des paramètres et de la complexité de leur interaction. Pour simplifier les calculs, on exploite généralement la ductilité et l'adaptation plastique de l'aluminium, qui assurent une certaine redistribution des contraintes.

Lors de la conception d'un assemblage, l'ingénieur doit d'abord déterminer une répartition vraisemblable des efforts à transférer à travers l'assemblage. Il doit très bien comprendre le cheminement des forces qui doivent passer par les connecteurs et les autres composantes de l'assemblage pour être transférées d'une pièce à l'autre. Ce cheminement des forces va déterminer quels sont les états limites à vérifier.

Généralement, avant de commencer les calculs d'un assemblage, on doit connaître les efforts à transférer, choisir le type d'assemblages et connaître les propriétés mécaniques des connecteurs et des pièces de transfert. Avec ces données, il s'agit de déterminer l'arrangement géométrique des boulons, des rivets et des soudures, le nombre de boulons ou de rivets, la longueur et la grosseur des cordons de soudure, et de faire le calcul des pièces de transfert et, si nécessaire, des raidisseurs. Dans le cas des boulons et des rivets, le diamètre est généralement choisi arbitrairement et, selon les dimensions de la charpente, il est souvent plus pratique d'utiliser des boulons ou des rivets de même diamètre pour tous les assemblages de la charpente. Dans ce cas, l'inconnue n'est donc pas le diamètre des boulons ou des rivets, mais plutôt le nombre de connecteurs mécaniques requis pour transférer l'effort.

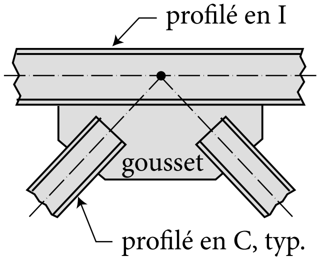
7.2 DISPOSITIONS CONSTRUCTIVES

7.2.1 Excentricité des assemblages

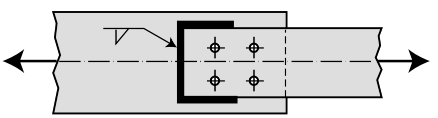
La référence [7.1] recommande l'utilisation d'assemblages symétriques dans la mesure du possible. Ainsi, les connecteurs doivent être disposés de façon à ce que le centre de gravité du groupe soit situé sur l'axe principal de la pièce (figure 7.2a), ce qui n'est pas toujours possible avec les cornières (figure 7.2e). De plus, les axes des pièces doivent se croiser en un point commun dans les assemblages comportant plus de deux membrures, tel qu'illustré sur la figure 7.3a. Il faut obligatoirement tenir compte des excentricités, lorsqu'elles ne peuvent être évitées. Certains types d'assemblages, tels ceux qui sont montrés sur les figures 7.2b et 7.2f, comportent de façon intrinsèque des excentricités.

7.2.2 Combinaison de connecteurs mécaniques et de soudures

Il n'est pas recommandé d'utiliser des soudures en combinaison avec des connecteurs mécaniques dans les assemblages d'aluminium (figure 7.3b), même si une étude relativement récente, réalisée sur des assemblages en acier, a permis de jeter un peu de lumière sur cette catégorie d'assemblage difficile à analyser[7.2]. La flexibilité des assemblages mécaniques en aluminium *qui travaillent en contact* est beaucoup plus grande que celle des assemblages soudés, ce qui a pour effet que seules les soudures résistent aux charges dans un assemblage mixte et que les connecteurs ne sont mis à contribution qu'après la rupture de la soudure.



a) Assemblage concentrique



b) Usage combiné de soudure et de connecteurs mécaniques

FIGURE 7.3 Dispositions constructives

7.2.3 Disposition des connecteurs

Le nombre de connecteurs utilisés pour la transmission d'un effort sollicitant un assemblage est dénoté n. Par exemple, pour l'assemblage de la figure 7.2b, n est le nombre total de connecteurs. Par contre, pour l'assemblage de la figure 7.2a, n est le nombre de connecteurs pour un demi-assemblage et 2 n le nombre total de connecteurs.

On définit une file de connecteurs comme une suite de connecteurs l'un derrière l'autre, située sur un axe parallèle à l'effort tranchant sollicitant les connecteurs. Ainsi, pour l'assemblage de la figure 7.2a, il y a deux files de trois connecteurs dans chaque portion de l'assemblage.

L'écartement longitudinal des connecteurs, aussi appelé le pas (dénoté *s*) est la distance entre les axes des connecteurs dans la direction de l'effort, c'est-à-dire la distance entre les centres des trous d'une même file (figure 7.4). Une règle de bonne pratique veut que l'écartement longitudinal soit au moins égal à trois fois le diamètre du connecteur ($s \geq 3\,d$; minimum absolu, $s = 2{,}5\,d$). Il s'agit de donner assez de dégagement pour permettre de serrer facilement les boulons. En général, on utilise un écartement longitudinal constant pour simplifier le travail en atelier.

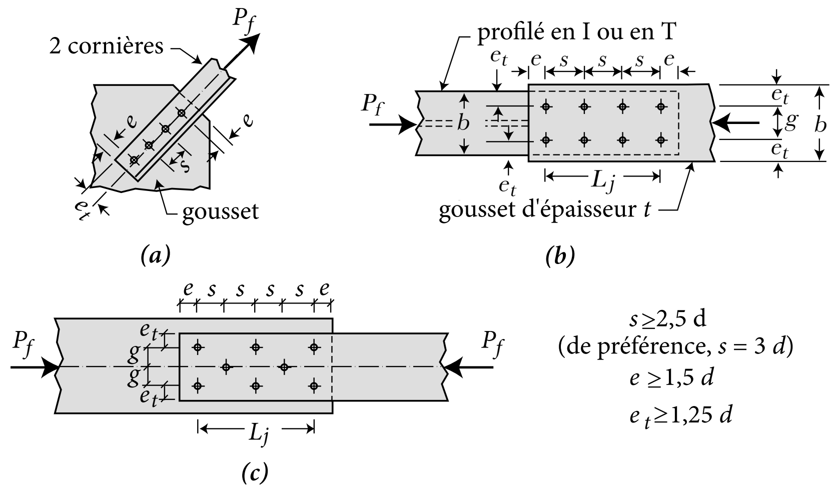


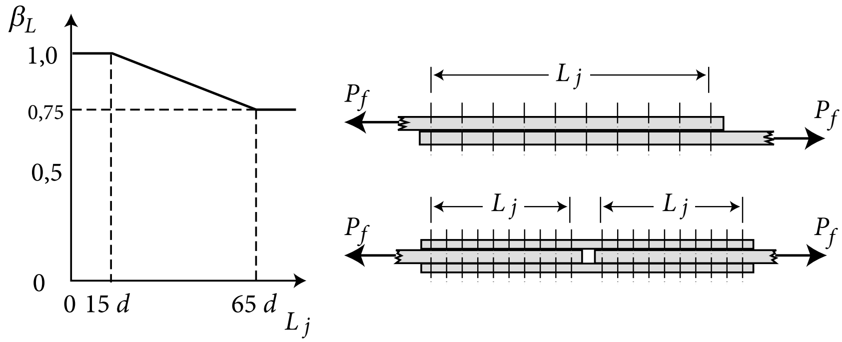
FIGURE 7.4 Dispositions des boulons et rivets

Il est recommandé de ne pas utiliser plus de six connecteurs sur une file ou de limiter la longueur d'une file (L_j) mesurée entre le centre des deux connecteurs d'extrémités à 15 d (figures 7.2a et 7.4). Il a été démontré que les connecteurs situés au centre d'une file trop longue ne participent pas au même taux que les connecteurs situés aux extrémités de la file dans l'effort de résistance à la charge appliquée. Les connecteurs situés aux extrémités sont les plus sollicités.

Pour les assemblages dont la longueur (L_j) excède 15 d, il est possible de réduire la résistance au cisaillement des connecteurs à l'aide du coefficient suivant[7.3] :

$$\beta_L = 1 - \frac{L_j - 15d}{200d} \tag{7.1}$$

Cette équation est mise en graphique sur la figure 7.5. En considérant un écartement longitudinal de 3 d entre les connecteurs, c'est donc à partir de six connecteurs sur une file que la réduction s'applique. Il convient de souligner que les assemblages longs sont assez peu fréquents dans les charpentes en aluminium et que l'équation (7.1) ne s'applique pas aux assemblages où la charge est distribuée *de* *façon uniforme* sur toute la longueur du joint, comme c'est le cas pour un effort de cisaillement transmis par l'âme d'une poutre en I aux ailes boulonnées ou rivetées (voir la figure 6.46).



$$\beta_L = 1 - \frac{L_j - 15\,d}{200\,d} \qquad \text{(Éq. 7.1)}$$

FIGURE 7.5 Facteur de réduction pour les assemblages longs

La pince longitudinale, dénotée *e*, est définie comme la distance du centre du dernier trou à un bord libre transversal, c'est-à-dire un bord perpendiculaire à la direction de l'effort (figure 7.4). Cette distance est un paramètre important dans le calcul de la *résistance à la pression diamétrale*. Une règle de bonne pratique veut que cette distance soit au moins égale à une fois et demie le diamètre du boulon ($e \geq 1{,}5\,d$).

La pince transversale, dénotée e_t, est définie comme la distance du centre d'un trou à un bord libre longitudinal, c'est-à-dire un bord parallèle aux files de boulons ou à la direction de l'effort (figure 7.4).

L'écartement transversal, dénoté *g*, est la distance entre les files de boulons ou de trous (figure 7.4). Pour l'écartement transversal, on peut appliquer la même règle que pour l'écartement longitudinal, si les boulons ne sont pas disposés en quinconce ($g \geq 2{,}5\,d$). Cependant, il y a souvent des limites géométriques, autres que celles dues au serrage, dont il faut tenir compte dans le calcul de l'écartement transversal. Ainsi, la position des trous dans les ailes d'un profilé en I (figure 7.4b) va dépendre de la largeur de l'aile (b), de la pince transversale (e_t), du diamètre du boulon (d) et de la distance du centre de l'âme à la fin du congé reliant l'âme à l'aile. Le nombre de files dépend évidemment de la largeur de l'aile. Si l'aile est étroite, il n'y a que deux files, une de chaque côté de l'âme.

L'écartement longitudinal maximal (s_{max}) dépend de l'épaisseur des parois reliées par les connecteurs. Lorsque l'écart est grand, la plaque peut voiler entre les connecteurs et la résistance pondérée en compression (C_r) de la plaque est calculée à l'aide de l'équation (5.43) avec la valeur de $F_c = \overline{F}\,F_o$ donnée par l'équation (5.13), pour laquelle $F_o = F_y$.

La contrainte normalisée $\overline{F}$ est évaluée à l'aide des équations (5.10) et (5.8) en considérant les valeurs d'élancement (λ) qui suivent, en fonction de la géométrie de l'assemblage.

Pour une *disposition rectangulaire* des connecteurs, telle celle qui est montrée sur la figure 7.4b pour le gousset, λ est la plus grande des valeurs suivantes :

$$\lambda = 1{,}3\frac{g}{t} \tag{7.2}$$

$$\lambda = 1{,}7\frac{s}{t} \tag{7.3}$$

$$\lambda = 3\frac{e_t}{t} \tag{7.4}$$

Ainsi, lorsque l'écartement transversal (g) est grand, avec $s < 1{,}3g$, la plaque voile comme une plaque dont les quatre côtés sont retenus et λ est défini par l'équation (7.2)[7.4]. Lorsque les rangées de connecteurs sont distantes, avec $s > 1{,}3g$, la plaque flambe sur la longueur s et l'équation (7.3) s'applique.

Pour des connecteurs *disposés en quinconce* comme ceux de la figure 7.4c, λ est défini par l'équation appropriée suivante :

lorsque $g/s > 1{,}0$,

$$\lambda = \left(1{,}3 + 0{,}6\frac{s}{g}\right)\frac{g}{t} \tag{7.5}$$

- lorsque $g/s \leq 1{,}0$,

$$\lambda = \left(1{,}7 + 0{,}2\frac{g}{s}\right)\frac{s}{t} \tag{7.6}$$

Si les connecteurs sont disposés en quinconce, $\lambda = 1{,}9\, s/t$ lorsque $s = g$. Lorsque s/g ou g/s tendent vers zéro, les élancements donnés par les équations (7.5) et (7.6) se réduisent respectivement aux valeurs données par les équations (7.2) et (7.3).

Un exemple de calcul est présenté à la section 7.13.

7.3 RÉSISTANCE DES BOULONS ET DES RIVETS

7.3.1 Caractéristiques

Tous les types de connecteurs mécaniques sont permis par la référence [7.1], à la condition, bien sûr, que les connecteurs possèdent la résistance et les autres caractéristiques nécessaires pour remplir pleinement et de façon sécuritaire leur fonction pour toute la durée de vie de l'ouvrage.

Pour les assemblages des charpentes d'aluminium, on utilise généralement des rivets ou des boulons en aluminium, des boulons en acier recouverts d'une couche protectrice de zinc (boulons galvanisés) ou de cadmium et des boulons en acier inoxydable. Les boulons en acier non protégés ne peuvent être utilisés à cause des risques très élevés de *corrosion galvanique* lorsque l'acier est mis en contact direct avec l'aluminium (voir la section 2.14.15).

Tout autre type de connecteur sera soit pré-approuvé, soit vérifié par des essais rigoureux en laboratoire, et seules les valeurs *minimales* pourront être retenues pour les calculs.

Les boulons et les rivets en aluminium, de même que les boulons en acier au carbone de type A307, sont essentiellement utilisés dans les *assemblages par contact*, c'est-à-dire les assemblages où le contact exercé entre la tige du connecteur et les parois des pièces assemblées résistent majoritairement aux charges appliquées (pression diamétrale). Ces connecteurs, et *particulièrement les rivets*, ne possèdent pas la capacité nécessaire pour résister à des efforts de traction importants.

Pour les boulons utilisés dans les assemblages par contact, il n'est pas requis d'exercer un serrage contrôlé de l'écrou pour maintenir le boulon en place[7.1, 7.7]. L'effort maximal exercé par l'opérateur suffit. Il faut toutefois éviter d'utiliser ces boulons dans les structures qui sont appelées à vibrer ou à être sollicitées par des charges dynamiques ou cycliques puisque le risque que le boulon se desserre est élevé dans ces structures. Pour contourner cette difficulté, il existe un certain nombre de dispositifs mécaniques autobloquants qui peuvent être utilisés et dont l'usage est fortement recommandé[7.7]. Il est aussi possible de bloquer l'écrou en place à l'aide d'un simple point de soudure.

Lorsqu'une charge de traction *significative* sollicite un assemblage en aluminium, on utilise de préférence des boulons galvanisés ou recouverts de cadmium en acier à haute résistance de type A325M (désignation métrique) ou A325, ou des boulons en acier inoxydable de la série 300. Les boulons A325M et A325 sont faits d'acier trempé et revenu, à teneur moyenne en carbone, ayant une contrainte de rupture minimale en traction (F_{ub}) de 830 MPa.

Les boulons de type A490, en acier allié, trempé et revenu, à faible teneur en carbone (F_{ub} = 1040 MPa), ne sont pas recommandés pour relier les pièces d'aluminium pour deux raisons : ils sont relativement trop résistants et ils sont fragilisés par la galvanisation[7.9].

Les boulons A325 et A325M sont aussi utilisés dans les *assemblages antiglissement*, c'est-à-dire les assemblages qui résistent aux efforts appliqués perpendiculairement à l'axe des boulons par frottement des surfaces en contact. L'utilisation des boulons en acier dans les assemblages antiglissement implique un *serrage contrôlé* des boulons, comme on le verra plus loin.

Rivets

Il existe plusieurs types de rivets que l'on peut regrouper en deux principales familles : les rivets à mater et les rivets mécaniques.

Les *rivets à mater* peuvent être posés à chaud ou à froid, mais sont surtout posés à froid dans les structures d'aluminium (figure 7.1b). Les rivest à mater posés à chaud ne sont plus utilisés avec l'aluminium de nos jours[7.5, 7.6]. Ce type de rivetage demande une main-d'œuvre spécialisée, de l'équipement lourd et les opérations de contrôle sont délicates. Avec le développement des rivets mécaniques, leur emploi est de moins en moins fréquent. Un des alliages les plus fréquemment utilisés pour les rivets en aluminium est l'alliage 6053-T61 qui possède une limite ultime (F_u) de 205 MPa. Les alliages 6061-T6 (F_u = 260 MPa) et 7075-T73 (F_u= 470 MPa) sont aussi des alliages souvent utilisés pour les rivets[7.5, 7.7, 7.8]. Quelques autres alliages pour rivets sont proposés dans le tableau 2M de la partie 4 de la référence [7.7]. Une limite ultime de 290 MPa y est même proposée pour l'alliage 6061-T6 (voir le tableau 7.2, plus loin).

La pose de rivets à mater nécessite un accès sur les deux côtés du joint. Lorsque la tête est formée à froid par des marteaux, des outils pneumatiques ou des outils à pression, le rivet se déforme et remplit généralement le trou qui a été foré à un diamètre 1,2 ou 0,8 mm plus grand que celui du rivet, comme on l'a vu à la section 4.4.2. Une pression de serrage plus grande peut être développée dans le rivet lorsqu'il est posé à chaud. En effet, en refroidissant, le rivet rétrécit et pince davantage les plaques que les rivets posés à froid. Toutefois, la force de serrage est peu fiable et n'est pas suffisante pour développer une résistance par frottement que l'on peut qualifier de structurale.

Plusieurs formes peuvent être données à la tête déformée du rivet. Quelques exemples sont illustrés sur la figure 7.6.

Les rivets à mater sont davantage utilisés dans l'industrie du transport que dans celle de la construction, à cause de leur comportement supérieur en fatigue.

Le rivetage mécanique présente plusieurs avantages indéniables : rapidité de pose, main-d'œuvre non spécialisée, meilleur contrôle de qualité, esthétisme et étanchéité[7.6].

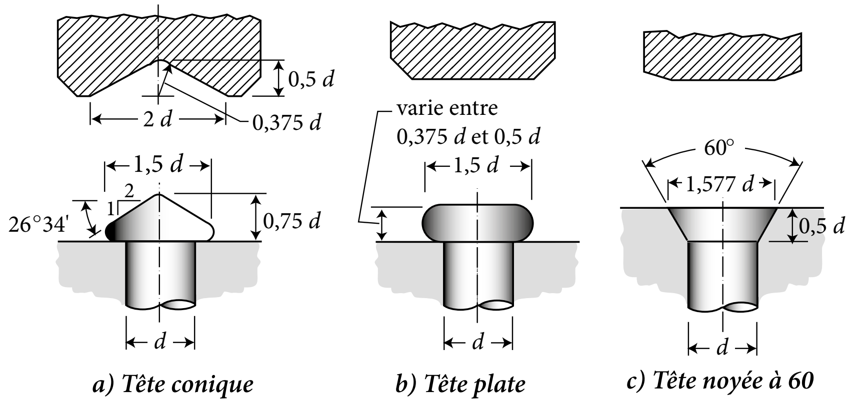


FIGURE 7.6 Exemples de tête de rivets à mater

Les rivets mécaniques sont classés en deux familles : les *boulons à sertir* (rivets qui possèdent les caractéristiques des boulons) pour lesquels l'accès aux deux faces de l'assemblage est nécessaire (figure 7.1c) et les *rivets aveugles* pour lesquels l'accès à une seule face de l'assemblage est suffisant (figure 7.1e). Le serrage des éléments est réalisé à l'aide d'outils spécialement adaptés, pneumatiques, hydrauliques ou manuels (pinces), qui permettent de faire plusieurs assemblages à la minute. Pour les boulons à sertir, le serrage est réalisé par la mise en tension de la tige avec le sertissage d'une bague sur la tige elle-même. Pour les rivets aveugles, le serrage est réalisé par la mise en compression du corps du rivet par l'intermédiaire de la tête de la tige pour former une contre-tête du côté opposé.

Les rivets aveugles varient en diamètre, de 5 mm (3/16 po) à 19 mm (3/4 po) et sont en aluminium ou en acier inoxydable austénitique[7.5, 7.7]. Les boulons à sertir sont disponibles en acier inoxydable ou au carbone (A307) et en alliage d'aluminium 2024-T4, 6061-T6 et 7075-T73. Les boulons à base de cuivre (séries 2000 et 7000) sont livrés avec une protection par anodisation d'au moins 15 μm suivie d'un colmatage au bichromate de potassium (section 2.7.5)[7.5, 7.6]. Les diamètres varient aussi de 5 à 19 mm.

Boulons

Les boulons en alliage d'aluminium ont généralement une tête et un écrou de forme hexagonale (figure 7.1a). Ils doivent toujours être utilisés avec des rondelles d'acier galvanisé, d'acier inoxydable ou d'aluminium situées sous la tête et l'écrou, surtout lorsque des trous surdimensionnés ou oblongs sont utilisés[7.3, 7.7]. L'utilisation de trous de dimensions autres que celles qui sont présentées à la section 4.4.2 ($d_o = d + 1$ mm ou $d + 1{,}5$ mm) ne sont toutefois pas recommandés par la référence [7.1].

Les alliages les plus souvent utilisés pour les boulons en aluminium sont les alliages 2024-T4, 6061-T6 et 7075-T73, alors que l'alliage 6262-T9 n'est utilisé que pour les écrous[7.5].

La protection contre la corrosion galvanique des aciers zingués ou cadmiés n'est pas absolue[7.6]. En effet, lorsque l'assemblage d'aluminium est exposé dans un milieu agressif, et surtout immergé en permanence dans un milieu aqueux très conducteur tel que l'eau de mer, les solutions salines ou les eaux usées, la corrosion peut survenir lorsque le protecteur disparaît. Dans de tels milieux, il est préférable d'utiliser des connecteurs en acier inoxydable ou, encore mieux, en alliages d'aluminium.

Il convient de rappeler que la corrosion galvanique est réduite de beaucoup lorsque la dimension relative de l'anode (les pièces en aluminium) est grande comparée à celle de la cathode (les connecteurs). C'est une des raisons pour lesquelles les connecteurs en acier inoxydable se comportent si bien avec l'aluminium, même si la différence de potentiel observée dans le tableau 2.18 est grande entre l'aluminium et l'acier inoxydable qui, de plus, est passif (voir la section 2.14.15 pour plus de détails sur le sujet).

Parmi toutes les catégories d'acier inoxydable, l'acier inoxydable austénitique de la série 300 (18 % de chrome et 8 % de nickel) est le plus courant et le plus approprié pour une utilisation avec l'aluminium. L'alliage de type 303 est le moins coûteux et se travaille bien ; l'alliage de type 304 se comporte de façon adéquate dans un environnement industriel et l'alliage de type 316, beaucoup plus dispendieux, convient bien aux environnements marins.

Le diamètre nominal (d) de la tige des boulons à haute résistance de type A325M varie de 16 à 36 mm (diamètres disponibles : 16, 22, 24, 27, 30 et 36 mm). Toutefois, les boulons de diamètre supérieur à 24 mm (1 po) sont rarement utilisés dans les structures d'aluminium. Pour ce qui est des autres caractéristiques des boulons et des rivets, telles que les longueurs de filetage et les dimensions des têtes, prises, écrous et rondelles, ainsi que pour les exigences de fabrication, telles que les méthodes de contrôle de qualité, les tolérances, l'identification et le marquage des boulons, on réfère le lecteur aux catalogues des manufacturiers (voir aussi les références [7.7] et [7.8]) .

Le tableau 7.1 présente l'aire de la section nominale correspondant aux principaux diamètres utilisés pour les rivets et les boulons. Il arrive souvent que des connecteurs ne soient disponibles que dans le système impérial d'unités.

TABLEAU 7.1 Aire de la section nominale des connecteurs métriques et impériaux

Dimension du connecteur		Diamètre nominal	Aire nominale
Métrique *	**Impérial (po)**	**(mm)**	A_b **(mm²)**
	3/16	4,76	18
	1/4	6,35	32
	3/8	9,53	71
	1/2	12,70	127
	5/8	15,88	198
M16		16,00	201
	3/4	19,05	285
M20		20,00	314
M22		22,00	380
	7/8	22,23	388
M24		24,00	452
	1	25,40	507

* Le nombre qui suit la lettre M est le diamètre nominal du boulon en mm.

7.3.2 Propriétés mécaniques

La limite élastique (F_{yb}) des rivets en aluminium n'a pas d'application pratique dans les calculs de résistance puisque les rivets ne travaillent pas en traction. Pour les boulons en aluminium, la limite élastique n'est utilisée que pour la vérification d'un des états limites de traction. Dans tous les autres cas, c'est toujours la résistance ultime en traction (F_{ub}) qui est utilisée dans les calculs[7.1, 7.7, 7.10]. En effet, en raison de la grosseur relative des connecteurs, les déformations correspondant à F_{yb} sont à peine perceptibles avant que ne s'amorce l'écrouissage qui conduit à la rupture, et ne peuvent constituer ce qui peut être considéré comme un état limite. La déformée de cisaillement correspondant à la limite élastique des connecteurs est de l'ordre de 40 à 50 fois inférieure à la dimension excédentaire des trous de connecteurs. La limite élastique ne « limite » donc pas la résistance des assemblages.

Le tableau 7.2 présente les propriétés mécaniques (F_{ub} et F_{yb}) des différents alliages utilisés pour la fabrication des rivets et des boulons. On remarque que la limite élastique des aciers à haute résistance utilisés pour les connecteurs n'est pas définie, contrairement à celle des alliages d'aluminium. L'état limite de traction des boulons et des rivets en acier n'est fonction que de la limite de rupture de l'alliage[7.10].

Les caractéristiques des autres alliages utilisés pour la fabrication des connecteurs en aluminium, mais surtout celles de toute la quincaillerie qui accompagne les connecteurs mécaniques, sont présentées dans la référence [7.7].

TABLEAU 7.2 Valeurs minimales des propriétés mécaniques des alliages utilisés pour la fabrication des rivets et des boulons

Alliage (rivet, R ; boulon, B)	Limites d'application (po)	F_{ub} (MPa)	F_{yb} (6) (MPa)
Aluminium, R, B			
2024-T42 (1)	($1/8 \leq d \leq 1$)	425	275
6061-T6	($1/16 \leq d \leq 1$)	290 (5)	240
6053-T61 (2)	**($1/16 \leq d \leq 1$)**	**205**	**135**
7075-T73 (1)	($1/16 \leq d \leq 1$)	470	385
Acier inoxydable (3), R, B			
A	($1/4 \leq d \leq 1\ 1/2$)	517	
CW1	($1/4 \leq d \leq 5/8$)	690	
CW2	($3/4 \leq d \leq 1\ 1/2$)	586	
SH1	($1/4 \leq d \leq 5/8$)	827	
SH2	($3/4 \leq d \leq 1$)	759	
Acier galvanisé (zingué) ou cadmié, B			
A307	($1/4 \leq d \leq 1\ 1/4$)	414	
A325M	($1/2 \leq d \leq 1$) (4)	830	
A325	($1/2 \leq d \leq 1$)	825	
A325	($1\ 1/8 \leq d \leq 1\ 1/2$)	725	

(1) Généralement livrés avec protection anodique colmatée.

(2) Fils à rivet.

(3) Alliages 303, 304 et 316 pour les états indiqués (ASTM F593)[7.5]

(4) Seuls les boulons A325 de type 1 (acier à teneur moyenne en carbone) et de type 2 (martensite à faible teneur en carbone) peuvent être galvanisés.

(5) F_{ub} = 290 MPa pour les tiges et barres[7.5, 7.7]. $F_{ub} = F_u$ = 260 MPa peut être utilisé de façon sécuritaire.

(6) Très peu utilisé ; les valeurs de F_{yb} sont non définies pour les aciers à haute résistance.

Les caractéristiques géométriques, mécaniques et d'utilisation des rivets, boulons et autres connecteurs telles les vis (voir plus loin), sont définies en détail dans un grand nombre de normes dont la liste est présentée dans les références [7.1] et [7.7]. Les principales sont les suivantes :

- CSA G164-M92 (R2003) éléments galvanisés à chaud;
- ASTM A307-04, connecteurs filetés en acier au carbone (F_y=60 000 psi);
- ASTM A325M-04b, boulons métriques à haute résistance (F_y=830 MPa);

- ASTM A325-02 boulons impériaux à haute résistance (F_y=120-105 ksi);
- ASTM B695-04, aciers zingués;
- ASTM B696-00 (R2015), aciers cadmiés;
- ASTM B766-86 (R2003), recouvrements de cadmium par électrolyse;
- ASTM F468-03a, boulonnerie en aluminium;

Il convient de rappeler que ce sont les *valeurs minimales de la résistance mécanique* qu'il faut utiliser dans les calculs et non, à l'aveuglette, les valeurs recommandées par certains manufacturiers. Il faut toujours se méfier et exiger la certification ASTM ou CSA. On peut aussi évaluer soi-même la résistance des produits en appliquant les recommandations des normes pour l'évaluation des caractéristiques mécaniques en laboratoire [7.1, 7.3, 7.7].

7.3.3 Traction

La résistance pondérée en traction des boulons (T_r) ne doit pas excéder la plus petite des valeurs suivantes où $\phi_f = 0{,}67$ (éventuellement 0,8 pour les boulons en acier; voir la section 3.5.2) et A_b est l'aire de la section brute nominale du boulon (tableau 7.1)[7.1] :

$$T_r = \phi_f \, 0{,}75 A_b \, F_{ub} \tag{7.7}$$

$$T_r = \phi_f \, A_b \, F_{yb} \text{ (boulons en aluminium seulement; rarement critique)} \tag{7.8}$$

La charge de rupture théorique en traction d'un boulon est égale au produit de l'aire de la section résistante (A_{nb}) du boulon par la contrainte minimale de rupture en traction (F_{ub}). *La section résistante est la section à fonds de filets* et varie selon le pas des filets (nombre de filets par unité de longueur de la tige ; voir plus loin). Dans la référence [7.1], la section résistante est considérée égale à 0,7 A_b pour tous les boulons.

$$A_{nb} = 0{,}7 A_b \tag{7.9}$$

Toutefois, pour tenir compte de l'influence positive du confinement sur la striction de la section nette à la rupture, la valeur de la constante est augmentée à 0,75 dans l'équation (7.7).

Des équations permettant un calcul plus précis de A_{nb} sont proposées dans les références [7.5], [7.7] et [7.11] :

Pour les boulons en acier[7.7],

$$A_{nb} = 0{,}785\left(d - \frac{0{,}97}{n}\right)^2 \tag{7.10}$$

Pour les boulons en aluminium[7.7],

$$A_{nb} = 0{,}785\left(d - \frac{1{,}23}{n}\right)^2 \tag{7.11}$$

En comparant les équations (7.10) et (7.11), on constate, à première vue, que l'aire de la section résistante des boulons en aluminium est inférieure à celle des boulons en acier. Dans ces équations, n (p dans le tableau 7.3) est le *nombre de filets par pouce de longueur de la tige*, et d est le diamètre nominal du boulon en pouce. L'équation (7.10) est utilisée pour le calcul de l'aire de la section efficace des boulons à gros filets (de type UNC) couramment utilisés en construction, et des boulons en acier galvanisé avec gros filets ou filets fins (de type UNF).

Le tableau 7.3 compare les différentes valeurs des aires de section efficace obtenues des équations (7.9) à (7.11) pour les diamètres de connecteurs présentés dans le tableau 7.1.

TABLEAU 7.3 Aire de la section efficace des connecteurs métriques et impériaux

Dimension du connecteur		Pas (p)	Équation (7.9)*	Équation (7.10)	Équation (7.11)
Métrique (mm)	Impérial (po)	filets/po (filets/mm)	(mm²)	(mm²)	(mm²)
	3/16	24 (0,94)	13	11	10
	1/4	20 (0,79)	22	21	18
	3/8	16 (0,63)	50	50	45
	1/2	13 (0,51)	89	92	86
	5/8	11 (0,43)	139	149	134
M16		11 (0,43)**	141	149	136
	3/4	10 (0,39)	200	216	200
M20		9 (0,35)**	220	234	215
M22		9 (0,35)**	266	291	270
	7/8	9 (0,35)	272	298	277
M24		8 (0,31)**	317	343	318
	1	8 (0,31)	355	391	363

* $A_{nb} = 0{,}7\,A_b$

** Valeurs approximatives obtenues par interpolation.

En examinant le tableau 7.3, on constate que l'utilisation d'une constante égale à 0,7 dans l'équation (7.9)[7.1] donne des résultats acceptables, quoique légèrement non sécuritaires, surtout pour les boulons en aluminium de faible diamètre.

Il convient de souligner que les contraintes de cisaillement dues à la torsion, induites dans le boulon lors du serrage, n'ont pas d'effet significatif sur la résistance ultime en traction du boulon[7.9]. Autrement dit, si l'on soumet à un essai de traction un boulon dans un état de serrage, il aura la même résistance ultime qu'un boulon libre.

Lorsqu'un assemblage est soumis à un effort de traction externe, comme l'assemblage de la figure 7.2c, le serrage contrôlé des boulons est obligatoire. Il semble, à première vue, que l'application d'une force de traction externe sur un boulon dans un état de serrage intensif (boulon précontraint) doive faire augmenter la traction dans le boulon. On peut démontrer que cette augmentation est minime tant qu'il n'y a pas séparation des pièces assemblées[7.9]. En effet, les conditions d'élasticité résultant de la précontrainte de traction dans les boulons et de la précontrainte de compression dans les pièces assemblées, font qu'un effort de traction externe appliqué à l'assemblage et qui ne cause pas la séparation des pièces assemblées, n'entraîne qu'une très légère augmentation de l'effort réel de traction dans le boulon.

7.3.4 Cisaillement

La résistance d'un boulon au cisaillement dépend du nombre de plans de cisaillement (m) et de la position des filets par rapport au plan de cisaillement. Le boulon de la figure 7.7a est soumis à du cisaillement simple car il n'y a qu'un seul plan de cisaillement ($m = 1$). Pour l'assemblage de la figure 7.7b, il y a deux plans de cisaillement ($m = 2$) et chaque plan résiste à la moitié de la charge totale. Dans ce cas, le boulon travaille en cisaillement double et sa résistance est le double de celle du boulon de la figure 7.7a pour un même diamètre et une même qualité de boulon.

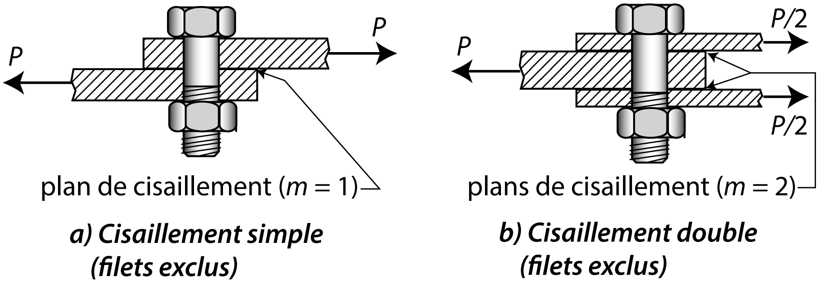


FIGURE 7.7 Cisaillement d'un boulon

La charge de rupture théorique d'un boulon en cisaillement est égale au produit de l'aire de la section résistante du boulon par la contrainte de rupture du boulon en cisaillement donnée par l'équation (2.4). La section résistante est égale à la section brute (A_b), si les filets sont exclus des plans de cisaillement. La résistance pondérée en cisaillement d'un boulon (V_r) est obtenue en multipliant la charge de rupture par le coefficient de tenue ϕ_f égal à 0,67 (éventuellement 0,8 pour les boulons en acier). On a donc :

$$V_r = \phi_f \, m \, A_b \, (0{,}6 F_{ub}) \tag{7.12}$$

Les résultats d'essais présentés dans la référence [7.9] montrent que la force de traction dans un boulon due au serrage n'affecte pas de façon significative la résistance ultime du boulon au cisaillement.

Si le filetage est *inclus* dans un plan de cisaillement, ce n'est pas la section brute du boulon qui est cisaillée, mais la section filetée. La section résistante au cisaillement est alors approximativement égale à 75 % de la section brute[7.1, 7.9]. Si les filets sont inclus dans le plan de cisaillement, on utilise donc l'équation suivante :

$$V_r = \phi_f \, m \, (0{,}75 A_b)(0{,}6 F_{ub}) \tag{7.13}$$

Le tableau 7.4 peut s'avérer utile pour accélérer le calcul de la résistance en traction des boulons et de la résistance en cisaillement des boulons et des rivets pour tous les alliages apparaissant au tableau 7.2. Il suffit de multiplier les valeurs du tableau par F_{ub} ou F_{yb} en MPa, selon le cas, pour obtenir les valeurs de résistance en Newtons.

TABLEAU 7.4 Résistance pondérée en traction et en cisaillement des boulons et des rivets

Dimension du connecteur		Aire nominale	T_r/F_{ub}	T_r/F_{yb}	V_r/F_{ub} (m = 1)	
Métrique (mm)	**Impérial (po)**	(A_b) **(mm²)**	**(Éq. 7.7) (mm²)**	**(Éq. 7.8) (mm²)**	**Filets exclus (Éq. 7.12) (mm²)**	**Filets inclus (Éq. 7.13) (mm²)**
	3/16	18	9	12	7	5
	1/4	32	16	21	13	10
	3/8	71	36	48	29	21
	1/2	127	64	85	51	38
	5/8	198	100	133	80	60
M16		201	101	135	81	61
	3/4	285	143	191	115	86
M20		314	158	211	126	95
M22		380	191	255	153	115
	7/8	388	195	260	156	117
M24		452	227	303	182	136
	1	507	255	340	204	153

Note: $\phi_f = 0{,}67$ dans tous les cas

7.3.5 Traction et cisaillement combinés

Lorsque l'effort sollicitant un groupe de boulons produit du cisaillement et de la traction dans les boulons (figures 7.2d, e et f), il faut vérifier la résistance des boulons à la traction et au cisaillement combinés. Cette résistance est donnée dans la plupart des normes par une équation d'interaction de type elliptique qui représente bien les résultats d'essais[7.7, 7.10]. La courbe théorique et les résultats expérimentaux sont comparés dans la référence [7.9]. L'équation de l'ellipse a été dérivée à partir de l'équation d'interaction suivante :

$$\left(\frac{V_f}{V_r}\right)^2 + \left(\frac{T_f}{T_r}\right)^2 \leq 1{,}0 \qquad (7.14)$$

Dans cette équation, V_f et T_f sont respectivement l'effort tranchant et l'effort de traction sollicitant un boulon, et produits par les charges pondérées.

Une simple transformation de l'équation (7.14) donne l'équation suivante qui est représentée sur la figure 7.8 :

$$T_f = \frac{T_r}{V_r}\sqrt{V_r^2 - V_f^2}$$

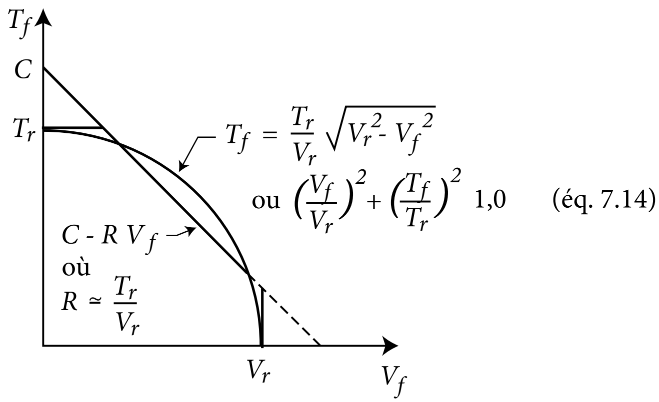


FIGURE 7.8 Interaction traction-cisaillement pour les boulons

L'ellipse peut être remplacée sans perte de précision appréciable par trois segments de droite, tel qu'illustré sur la figure 7.8. La pente (R) de la droite inclinée est approximativement égale à T_r / V_r :

$$R \approx \frac{T_r}{V_r}$$

Si on utilise l'équation (7.7) pour la valeur de T_r et les équations (7.12) et (7.13) pour la valeur de V_r, on obtient R = 1,25 lorsque les filets sont exclus des plans de cisaillement, et R = 1,7 lorsque les filets sont inclus.

L'approximation linéaire montrée sur la figure 7.8 peut être utilisée en apportant une légère modification aux valeurs de R et en fixant l'ordonnée (C) à 1,25 T_r. L'équation d'interaction qui en résulte est la suivante dans laquelle T_r' est une résistance pondérée en traction réduite :

$$T_r' = 1{,}25 T_r - R\,V_f \leq T_r \tag{7.15}$$

Dans l'équation (7.15), R = 1,4 lorsque les filets sont exclus des plans de cisaillement et R = 1,8 lorsque ce n'est pas le cas. Cette forme d'équation d'interaction est utilisée dans quelques normes de calcul des charpentes d'aluminium ou d'acier. C'était le cas dans l'édition 2005 de la référence [7.1].

De nombreux exemples de calcul sont présentés à la section 7.13 pour illustrer l'utilisation des équations introduites à la section 7.3.

7.4 RÉSISTANCE AU GLISSEMENT

7.4.1 Serrage contrôlé des boulons

Pour les assemblages concentriques ou excentriques en cisaillement (figures 7.2a et b), travaillant à la pression diamétrale (assemblages par contact), on utilise des boulons à *serrage non contrôlé* ou des rivets, comme on l'a vu à la section précédente. Dans ce cas, on applique aux boulons seulement un couple de serrage initial, obtenu par l'effort maximal d'un opérateur utilisant une clé de serrage, et on s'assure que le boulon ne se desserrera pas.

Il existe certaines situations où un assemblage à serrage contrôlé des boulons est requis :

- les assemblages soumis à un effort de traction;
- les assemblages résistant à des charges dynamiques ou répétitives où la fatigue des matériaux devient une considération importante;
- les assemblages soumis à des vibrations.

Il est possible d'exercer une certaine force de serrage sur des boulons en aluminium ou en acier au carbone de type A307. Toutefois, l'effort appliqué dans les boulons n'est pas fiable puisqu'il est difficile à contrôler, et la résistance au glissement qui en résulte est non seulement impossible à évaluer de façon précise, mais elle ne permet généralement pas de résister aux charges d'utilisation (charges non pondérées). Un tel serrage peut être suffisant dans certaines situations, mais lorsqu'un véritable serrage contrôlé est requis, comme dans *les ponts boulonnés en aluminium*, il faut utiliser des boulons en acier à haute résistance de type A325 ou A325M et réaliser des *assemblages antiglissement*, comme dans les charpentes d'acier où de tels assemblages sont pratique courante. Les boulons A325 doivent, bien sûr, posséder une couche protectrice pour éviter la corrosion galvanique, tel qu'indiqué dans la section précédente.

Lorsque le serrage des boulons doit être contrôlé, la force de serrage, aussi appelée pré-tension ou effort de précontrainte, doit être au moins égale à 70 % de la charge de rupture en traction, obtenue en multipliant la *section résistante* du boulon définie précédemment (section à fond de filets) par la contrainte minimale de rupture (F_{ub}).

La force de serrage minimale d'un boulon à haute résistance à serrage contrôlé est donc égale à :

$$T_o = 0{,}70\,(0{,}75\,A_b)\,F_{ub} = 0{,}525\,A_b\,F_{ub} \tag{7.16}$$

Pour le serrage contrôlé des boulons à haute résistance, la méthode la plus fiable et la plus utilisée est *la méthode du tour d'écrou*[7.7, 7.9, 7.10, 7.12], c'est-à-dire le serrage par rotation contrôlée de l'écrou ou de la tête du boulon. Lors d'essais[7.13], cette méthode de serrage s'est révélée plus précise que la méthode du couple contrôlé, c'est-à-dire serrage à l'aide d'une clé dynamométrique. Cette dernière méthode est peu fiable car la relation entre le couple appliqué et la traction dans le boulon n'est pas constante à cause du frottement, de sorte que l'on peut obtenir des forces de serrage inférieures à la valeur minimale recommandée (T_o). Par contre, la méthode du tour d'écrou ne dépend pas du frottement. En effet, à la fraction de tour que l'on fait subir à l'écrou ou à la tête du boulon correspond un allongement du boulon, et à cet allongement correspond une force de serrage.

La méthode du tour d'écrou consiste à faire tourner l'écrou (ou la tête du boulon) d'une fraction de tour à partir du serrage initial qui amène fermement en contact les pièces à assembler. Tel que mentionné précédemment, la force de serrage initiale est celle qui est obtenue par l'effort maximal d'un opérateur. Même si le serrage initial est imprécis, étant donné que la relation effort-déformation d'un boulon en traction s'aplatit après avoir dépassé la traction minimale (T_o). la force de serrage finale, qui se situe dans le domaine inélastique, varie peu. Ce point est illustré sur la figure 7.9[7.9].

La rotation ou fraction de tour qu'on doit faire subir à l'écrou à partir du serrage initial est définie dans le tableau 7.5. La tolérance de rotation est de 30°, soit 1/12 de tour, en plus ou moins. Même si la méthode du tour d'écrou amène le boulon dans le domaine inélastique, étant donné qu'il faut environ deux tours et demi à partir du serrage initial pour casser le boulon, la marge de sécurité contre la rupture par rotation excessive de l'écrou reste généreuse.

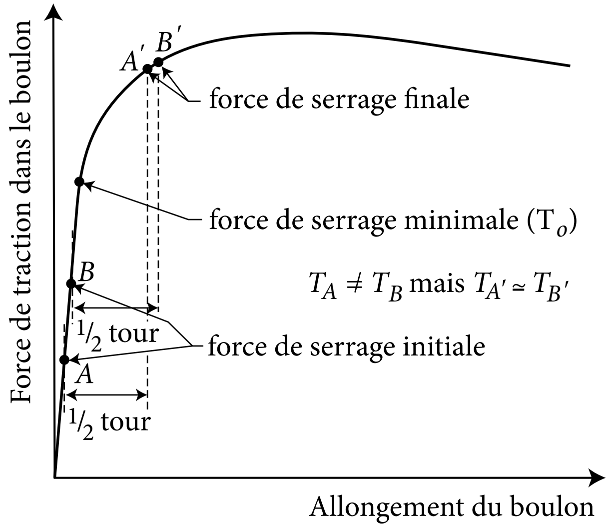


FIGURE 7.9 Influence de l'imprécision du serrage initial sur la force de serrage finale

TABLEAU 7.5 Rotation de l'écrou à partir du serrage initial - Méthode du tour d'écrou*

Longueur du boulon (L)**	Rotation (tour)
$L \leq 4d$	1/3
$4d \leq L \leq 8d$ ou 200 mm	1/2
$L > 8d$ ou 200 mm	2/3

* Deux faces normales à l'axe du boulon, ou une face normale et l'autre inclinée 1 : 20 max., sans rondelle biseautée.

** L et d sont définis sur la figure 7.1a.

Deux études relativement récentes ont démontré que la méthode du tour d'écrou développée pour les assemblages boulonnés en acier s'applique intégralement aux assemblages en aluminium[7.14, 7.15].

Lorsqu'on compare les équations (7.7) et (7.16), on constate que la traction minimale de serrage d'un boulon est supérieure à la résistance pondérée en traction du boulon ($T_o = 0{,}525\,A_b\,F_{ub} > T_r = 0{,}50\,A_b\,F_{ub}$). Selon la règle fondamentale du calcul aux états limites, la force de traction externe pondérée sollicitant chaque boulon, dénotée T_f, ne peut pas être supérieure à T_r, soit $T_f \leq T_r < T_o$. L'effort externe ne pourra donc jamais décomprimer l'assemblage, c'est-à-dire que les pièces assemblées ne peuvent pas se séparer. Par conséquent, la traction dans les boulons à haute résistance et à serrage contrôlé reste presque constante lorsque l'assemblage est soumis à une charge externe de traction, parce qu'on calcule l'assemblage de manière à ce que cette charge soit insuffisante pour vaincre la précontrainte, c'est-à-dire produire la séparation des pièces assemblées. Il ne fait donc aucun doute qu'un dépassement de la résistance à la traction est impossible s'il n'y a pas séparation des pièces assemblées.

Des études ont prouvé que les boulons en acier à haute résistance ont tendance à relaxer après un serrage contrôlé[7.9]. Le taux de relaxation d'un boulon A325 peut varier entre 2 et 11 % avec une moyenne de 5 % immédiatement après l'application de la charge. Une relaxation additionnelle de 3 à 4 % se produit dans les vingt-quatre heures qui suivent et la précontrainte dans le boulon se stabilise par la suite. La perte de précontrainte serait en grande partie attribuable à la longueur de la prise (figure 7.1a) et au nombre de plaques reliées. Plus la prise est courte et plus le nombre de plaques est élevé pour une prise constante, plus grande est la perte de précontrainte.

Le taux de relaxation est *deux fois plus élevé* lorsque le boulon et les plaques sont galvanisés, à cause de la plus grande déformabilité de la couche de zinc[7.9]. Il est donc important d'en tenir compte, principalement dans le calcul des assemblages en aluminium, ou de resserrer les boulons au moins vingt-quatre heures après leur installation.

7.4.2 Définition des états limites

L'utilisation de boulons à haute résistance à serrage contrôlé permet de produire une pression importante sur les surfaces de contact des pièces assemblées. En effet, pour équilibrer la force de traction induite dans la tige du boulon lors du serrage, l'écrou et la tête du boulon doivent exercer une force de compression sur les pièces assemblées et cette force génère une résistance au glissement par frottement. Lorsque les boulons sont soumis à un effort tranchant concentrique ou excentrique, l'assemblage travaille en cisaillement et l'effort tranchant qu'il peut supporter sans glissement est d'autant plus élevé que la force qui comprime les pièces assemblées est importante et que le coefficient de frottement entre les surfaces en contact est élevé.

Lorsque l'effort tranchant qui sollicite un assemblage dépasse la résistance par frottement, il y a *glissement* et ce mouvement s'arrête lorsque le rattrapage du jeu entre le boulon et le trou est terminé. À ce moment, la tige du boulon bute contre les parois du trou et le cisaillement du boulon débute. Donc, dans les assemblages travaillant en cisaillement, l'effort tranchant est d'abord transmis par frottement et les boulons ne sont soumis à aucune contrainte de cisaillement tant que le glissement d'ensemble ne s'est pas produit, c'est-à-dire tant que le frottement statique ne se trouve pas dépassé sur toute la longueur de l'assemblage. Après le glissement, l'effort tranchant est transmis *par contact*, c'est-à-dire que les tiges des boulons exercent une pression diamétrale contre les pièces assemblées.

Pour les assemblages antiglissement, il y a deux catégories d'états limites à vérifier. Comme pour les assemblages par contact, il faut vérifier que la résistance pondérée de l'assemblage est supérieure ou égale aux efforts produits par *les charges pondérées* (états limites ultimes). De plus, il faut vérifier que la résistance au glissement de l'assemblage est supérieure ou égale aux efforts produits par *les charges d'utilisation*. *Le glissement ne doit pas se produire à l'état limite d'utilisation*. Il y a généralement un plus grand nombre de boulons dans les assemblages antiglissement, car la probabilité de glissement sous les charges d'utilisation est très faible.

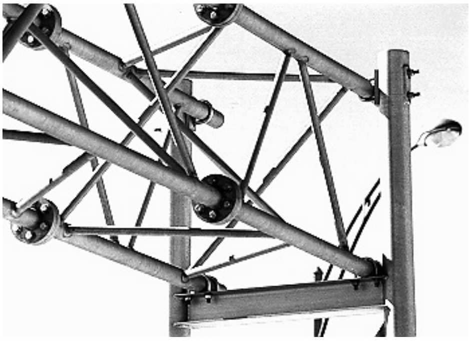
L'utilisation d'assemblages antiglissement est particulière plutôt que générale. Dans les bâtiments, il est assez rare qu'il soit nécessaire de spécifier des assemblages antiglissement. Ce type d'assemblages est utilisé lorsque les pièces assemblées sont soumises à des inversions d'efforts fréquents ou à des chargements cycliques pouvant causer la fatigue des assemblages boulonnés (exemple : les assemblages dans les ponts). Le frottement entre deux pièces et le glissement relatif répété dû à une charge cyclique sont la cause de microfissures pouvant réduire considérablement la résistance à la fatigue. Il est donc préférable, dans ce cas, de spécifier des assemblages antiglissement.

Il en est de même pour les assemblages de pièces soumises à des forces d'impact ou supportant des machines vibrantes. Il y a aussi le cas des charpentes qui ne peuvent subir que des déformations très limitées (contrôle serré des flèches). Comme le glissement cause une augmentation des déformations, il est préférable, dans ce cas, d'éliminer le glissement sous les charges d'utilisation.

7.4.3 Recommandations pour le calcul

La résistance au glissement produite par le serrage contrôlé d'un boulon à haute résistance dépend de la force normale aux surfaces en contact (force de serrage, T_o),

Éléments d'assemblage
du système Geo
PHOTO : FEDERICO M. MAZZOLANI



Assemblages boulonnés typiques
de portiques de signalisation routière
PHOTO : MARCEL VALLIÈRES, MTQ

du nombre de plans de frottement ou plans de cisaillement (m) et du coefficient de frottement moyen ou nominal des surfaces en contact (μ), lequel dépend de l'état de ces surfaces. La résistance au glissement générée par le serrage d'un boulon est donc égale à l'équation suivante, selon la norme canadienne de calcul des charpentes d'aluminium[7.1] :

$$V_s = 0{,}15 m\, A_b\, F_{ub} \tag{7.17}$$

La constante de l'équation (7.17) est le produit de la constante de l'équation (7.16) par le coefficient de friction $\mu = 0{,}30$, considéré par la référence [7.1] pour les surfaces soumises à un traitement au jet de sable ou à tout autre traitement équivalent ($0{,}30 \times 0{,}525 = 0{,}16$).

La reconnaissance officielle des assemblages antiglissement en aluminium par la *norme américaine* de calcul des structures[7.7] est relativement récente et les recommandations pour les calculs ont continué d'évoluer et de se raffiner depuis la publication de l'édition de l'an 2000. L'approche de calcul présentée dans ce qui suit est celle de l'édition 2000 de la référence [7.7], qui s'apparente à celle de l'édition de l'an 1994 de la référence [7.12]. Les prescriptions les plus récentes de ces normes diffèrent quelque peu, mais sont à toutes fins pratiques équivalentes à celles qui suivent.

$$V_s = \phi_h\ 0{,}85\, \mu\, m\ T_o \tag{7.18}$$

Dans cette équation, ϕ_h est un coefficient de pondération emprunté des recommandations développées pour les charpentes d'acier[7.9], qui dépend du type de trou de boulon. Il est égal à 1,0 pour des trous standards (section 4.4.2), à 0,85 pour des trous surdimensionnés, à 0,70 pour les trous oblongs alignés perpendiculairement à l'axe de l'effort et à 0,60 pour les trous oblongs alignés dans le sens de l'effort. Il convient de rappeler que les références [7.1] et [7.3] ne recommandent pas l'utilisation de trous surdimensionnés ou oblongs dans les charpentes d'aluminium.

Le coefficient de frottement moyen μ est égal à 0,50 pour des pièces traitées au jet de sable avec un profil moyen de 2,0 mils (0,051 mm) et T_o est donné par l'équation (7.16). Les pièces assemblées doivent posséder une limite élastique (F_y) supérieure à 105 MPa.

La recommandation la plus élaborée pour le calcul des assemblages antiglissement est celle de l'*Eurocode 9*[7.3]. Les équations proposées pour le calcul de V_r et V_s, adaptées à la terminologie nord-américaine, sont les suivantes :

Sous les charges pondérées,

$$V_r = 0{,}8\ \mu m\, T_o' \tag{7.19}$$

Sous les charges d'utilisation,

$$V_s = 0{,}9\ \mu m\, T_o' \tag{7.20}$$

Dans ces équations, m représente le nombre de plans de frottement, μ est le coefficient de frottement qui varie en fonction de l'épaisseur totale des pièces de l'assemblage, selon les valeurs données dans le tableau 7.6 [7.18], et T_o' est la version européenne de la force de serrage minimale (T_o) donnée par l'équation (7.16). La force de serrage dans la dernière édition de la norme [7.3] est la même que celle de la référence [7.1] puisque le coefficient qui était égal à 0,65 est maintenant égal à 0,7. La valeur de T_o' pour les boulons de classe 8.8, qui correspondent aux boulons de catégorie A325, est donnée par l'équation suivante :

$$T_o' = 0{,}7(0{,}75\text{A}_b)\,F_{ub} = 0{,}525\,A_b\,F_{ub} \tag{7.21}$$

TABLEAU 7.6 Coefficients de frottement recommandés par la référence [7.3]

Épaisseur totale des pièces de l'assemblage (mm)	Coefficient de frottement, μ
$12 \leq \Sigma\, t < 18$	0,27
$18 \leq \Sigma\, t < 24$	0,33
$24 \leq \Sigma\, t < 30$	0,37
$30 \leq \Sigma\, t$	0,40

La résistance ultime des boulons de classe 8.8 étant de 800 MPa, il en résulte des valeurs de T_o' égales aux valeurs correspondantes de T_o pour les boulons de catégorie A325 ou A325M. De plus, seul un nettoyage léger par jet d'abrasifs est requis pour nettoyer les surfaces, les pièces d'aluminium doivent posséder une limite élastique minimale de 200 MPa et des rondelles d'aluminium ou d'acier galvanisé doivent être utilisées sur chaque boulon, une sous la tête et l'autre sous l'écrou.

Une étude récente réalisée sur les assemblages antiglissement en aluminium[7.15], a permis de proposer des coefficients (μ) de l'ordre de 0,50 et 0,35, à utiliser dans l'équation suivante, qui est, en fait, l'équation (7.17) :

$$V_s = \mu\, m\, T_o \tag{7.22}$$

Le coefficient $\mu = 0{,}50$ est utilisé si le profil moyen des aspérités obtenu par jet d'abrasif est égal à 2,0 mils (rugosité moyenne de 0,051 mm) et $\mu = 0{,}35$ lorsque le profil est de 1,5 mils (rugosité moyenne de 0,038 mm). Ces valeurs sont confirmées pour les variables qui se situent à l'intérieur des limites de l'étude : 5/8" (16 mm) $\leq d \leq$ 7/8" (22 mm) et $30 \leq t \leq 50$ mm. Sinon, il est suggéré de procéder à des essais selon l'une ou l'autre des méthodes et procédures recommandées par les références [7.3] et [7.7] et d'évaluer statistiquement la valeur de μ à l'aide de l'équation suivante, afin de lui attribuer une probabilité de glissement de 5 % (cinq chances sur cent que l'assemblage glisse sous les charges d'utilisation) :

$$\mu = \bar{\mu} - 1{,}645\,\sigma \tag{7.23}$$

Dans cette dernière équation, $\bar{\mu}$ et σ sont respectivement la moyenne et l'écart type des résultats obtenus des essais et, dans l'équation (7.22), T_o est la force de serrage minimale définie par l'équation (7.16).

Enfin, l'étude conclut que les pertes de résistance attribuables aux grandes variations de température et aux effets de la relaxation des contraintes sont de l'ordre de 10 % chacune, mais que la perte de résistance causée par la relaxation des contraintes peut être annulée si les boulons sont resserrés au moins vingt-quatre heures après le serrage initial (voir la section 7.4.1).

Si on compare ces différentes recommandations, on constate qu'elles donnent des résultats à peu près équivalents et qu'elles sont toutes valables. Elles réussissent au moins à prouver que les assemblages antiglissement en aluminium sont une réalité qui ne demande qu'à être davantage quantifiée et exploitée.

7.4.4 Traction et cisaillement combinés

Lorsqu'un boulon est soumis simultanément à un effort de traction et de cisaillement, la résistance au glissement diminue puisque l'effort de traction tend à séparer les surfaces en contact. Tant que l'effort de traction dans le boulon, produit par les charges externes, n'atteint pas une intensité au moins égale à la force de serrage, les surfaces ne peuvent pas se séparer. Après la séparation des surfaces, la résistance au glissement est évidemment nulle.

À partir de ces considérations théoriques, on peut poser l'équation d'interaction suivante, où V et T représentent l'effort tranchant et l'effort de traction dus aux *charges d'utilisation* dans un boulon quelconque.

$$\frac{V}{V_s} + \frac{T}{T_o} \leq 1{,}0$$

On note que si $T = T_o$, l'effort V doit être nul puisqu'il n'y a plus de résistance au glissement. Substituant l'équation (7.16) dans cette dernière équation, on obtient l'équation suivante pour le calcul de la résistance au glissement *par boulon*, dans le cas de traction et de cisaillement combinés :

$$\frac{V}{V_s} + \frac{1{,}9T}{A_b\,F_{ub}} \leq 1{,}0 \tag{7.24}$$

Les exemples 7.1, 7.3 et 7.4, présentés à la section 7.13, illustrent le calcul des assemblages antiglissement.

7.5 RÉSISTANCE DES PIÈCES

7.5.1 Résistance à la pression diamétrale

Les assemblages mécaniques sont constitués de connecteurs mécaniques (rivets, boulons, vis, etc.) de pièces de transfert et de pièces assemblées. Jusqu'à présent, l'étude a surtout porté sur l'évaluation de la *résistance des connecteurs*, à l'exception peut-être de la résistance au glissement où les pièces assemblées ont un rôle important à jouer. Dans la présente section, on s'attardera à calculer la *résistance des pièces de transfert* et la *résistance locale des pièces assemblées.*

Après le glissement, dans les assemblages avec serrage contrôlé ou non contrôlé des boulons et dans les assemblages rivetés, l'effort tranchant qui sollicite l'assemblage est transmis *par contact*, c'est-à-dire que les tiges des boulons butent contre les parois des trous et exercent une pression diamétrale contre les pièces. Cette pression peut produire une *ovalisation excessive* des trous (figure 7.10a) ou une rupture par *cisaillement du matériau* entre un boulon d'extrémité et le bord libre adjacent, soit dans les pièces de transfert, soit dans les pièces principales (figure 7.10b).

Comme la distance entre les boulons est généralement égale ou supérieure à 2,5 d tel qu'expliqué à la section 7.2.3, la rupture par ovalisation excessive des trous ne dépend que de l'épaisseur des pièces. Si cette épaisseur est trop faible, le matériau s'empile devant le boulon et le trou s'agrandit, ce qui conduit à des déformations inacceptables. Il s'agit alors davantage d'un état limite d'utilisation que d'un état limite de rupture.

La rupture par cisaillement aux extrémités dépend de l'épaisseur des pièces et de la pince longitudinale, c'est-à-dire la distance au bord libre dans la direction de l'effort (paramètre e sur les figures 7.4 et 7.10). Ce type de rupture peut conduire à la séparation des pièces. Il est très important de noter que la distance e n'est pas nécessairement la même dans les pièces de transfert (un gousset, par exemple) et dans les pièces principales. Ainsi, sur la figure 7.4a, la distance e pour la pièce de transfert (le gousset) est la distance séparant le premier boulon du bord du gousset, alors que pour les pièces principales (les cornières), c'est la distance entre le dernier boulon et le bout des cornières. De plus, il faut tenir compte du fait que s'il y a deux pièces principales, comme les deux cornières de la figure 7.4a, la force d'écrasement autour de chaque boulon dans les cornières est la moitié de celle qui agit autour des boulons dans le gousset. Autrement dit, pour une même pince longitudinale (e), l'épaisseur du gousset doit être égale à deux fois l'épaisseur des cornières pour obtenir une même résistance à la pression diamétrale.

La distribution exacte des contraintes autour des boulons est inconnue. En plus de la pression diamétrale, dénotée σ_b, il y a la pression exercée par l'écrou et la tête du boulon, due au serrage (état triaxial de contrainte). La pression diamétrale produit la plastification confinée du matériau en contact avec le boulon, ce qui fait augmenter la surface de contact entre la tige et la paroi du trou. On admet que la surface de contact entre la tige du boulon et la paroi du trou est égale à dt, où d est le diamètre du boulon et t est l'épaisseur de la pièce de transfert ou de la pièce assemblée (figure 7.10a). On admet également une distribution uniforme de la pression diamétrale sur cette surface.

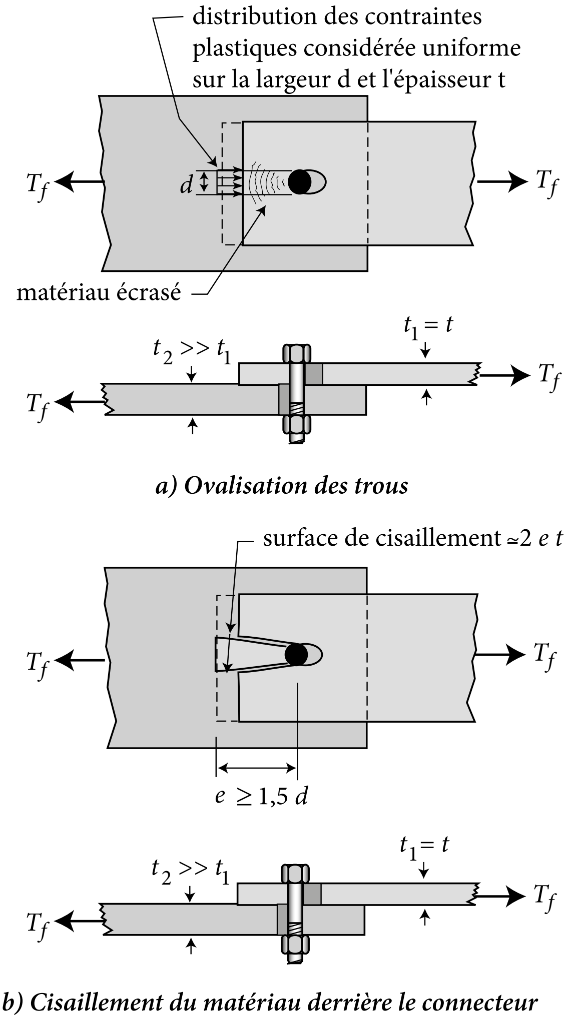


FIGURE 7.10 Résistance à la pression diamétrale

La rupture se produit par déchirement (cisaillement) du matériau situé derrière le connecteur et, par conséquent, varie en fonction de la longueur de la pince longitudinale e montrée sur la figure 7.10b. La résistance limite à considérer fait intervenir la contrainte de rupture en cisaillement (F_{su}) du matériau plutôt que la limite élastique de cisaillement (F_{sy})[7.9, 7.19], pour les mêmes raisons que celles invoquées précédemment pour le calcul des assemblages en général.

Lorsque la distance e augmente, la résistance augmente pour *atteindre un plateau* lorsque la pince longitudinale e excède approximativement la longueur $2\,d$. Si on considère une surface cisaillée totale égale à $2\,e\,t$, tel qu'illustré sur la figure 7.10b, et qu'on fait appel au critère de rupture de Tresca ($F_{su} = F_u/2$), on obtient les équations suivantes recommandées par la référence [7.1] pour le calcul de la résistance pondérée à la pression diamétrale :

$$B_r = \phi_u\, e\, t\, F_u \tag{7.25}$$

$$B_r = \phi_u\, 2d\, t\, F_u \tag{7.26}$$

C'est la plus petite valeur obtenue des équations (7.25) et (7.26) qui détermine la *résistance pondérée des pièces assemblées à la pression diamétrale*. Dans ces équations, F_u est la résistance ultime des éléments assemblés (tableau 2.7) et $\phi_u = 0{,}75$ (voir le tableau 3.4).

Puisque l'espacement (s) entre les boulons est supérieur ou égal à $2{,}5\,d$ (figure 7.4), la pression diamétrale est invariable lorsque $e \geq 2\,d$ et l'ovalisation des trous ne dépend que de l'épaisseur des pièces. Autrement dit, il y a possibilité de mise hors service par ovalisation excessive des trous lorsque $e \geq 2\,d$.

On doit vérifier que la force causée par les charges pondérées et dénotée B_f est inférieure ou, à la limite, égale à la résistance pondérée à la pression diamétrale ($B_f \leq B_r$), dans les pièces de transfert et dans les pièces assemblées.

Comme on le verra plus loin, pour les assemblages concentriques en cisaillement, on peut calculer le nombre de boulons requis avec l'équation (7.12) ou l'équation (7.13) si les filets sont inclus dans le plan de cisaillement, et avec l'équation (7.25) ou (7.26). Si l'équation (7.25) ou (7.26) requiert un plus grand nombre de boulons, la pression diamétrale exercée par les boulons est plus critique que le cisaillement des boulons.

Dans certains cas, il peut être utile que la résistance à la pression diamétrale autour d'un boulon soit au moins égale à la résistance en cisaillement d'un boulon, soit $B_r \geq V_r$. Avec l'équation (7.25), en admettant que $e \leq 2\,d$ et avec l'équation (7.12), en admettant que les filets sont exclus des plans de cisaillement, on obtient :

$$t \geq \frac{\phi_f\; 0{,}6m\, A_b\, F_{ub}}{\phi_u\, e\, F_u} \tag{7.27}$$

Si e est plus grand que $2d$, on remplace e par $2d$ dans l'équation (7.27), et si les filets sont inclus dans les plans de cisaillement, on remplace la constante 0,6 par $0{,}45 = (0{,}6 \times 0{,}75)$.

Pour les boulons travaillant en cisaillement simple ($m = 1$), t est l'épaisseur minimale de chacune des plaques assemblées (figure 7.7a). Pour les boulons travaillant en cisaillement double ($m = 2$), t est l'épaisseur minimale de la plaque ayant deux surfaces de contact (plaque centrale sur la figure 7.7b). L'épaisseur des deux autres plaques, celles n'ayant qu'une surface de contact, doit être au moins égale à $0{,}5\,t$. Dans ce cas, la pince e doit évidemment être la même dans toutes les plaques pour un dimensionnement bien balancé.

7.5.2 Assemblages à recouvrement simple non raidis

Les assemblages à recouvrement simple non raidis, sollicités en traction, sont chargés de façon excentrée et ont tendance à se déformer en induisant des efforts supplémentaires de traction dans les connecteurs et de la flexion dans les plaques. La figure 7.11 illustre le phénomène.

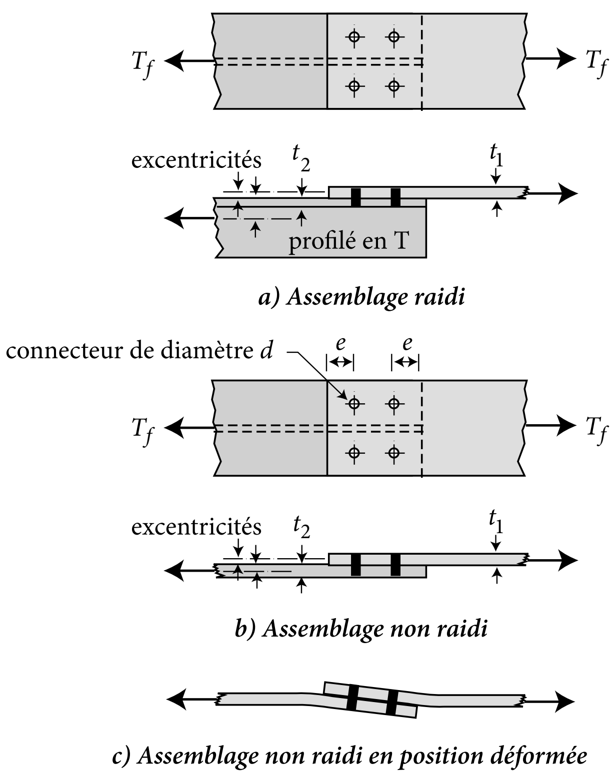


FIGURE 7.11 Assemblages à simple recouvrement

Ces effets secondaires causent une réduction de la résistance à la pression diamétrale de l'assemblage, et la réduction la plus sévère est obtenue lorsque les plaques sont d'égale épaisseur. Il a été démontré, dans une étude effectuée sur des assemblages en acier, que dans pareil cas, la résistance pondérée à la pression diamétrale donnée pas les équations (7.25) et (7.26) est réduite de moitié[7.20] et qu'il faut que la plaque la plus épaisse soit au moins égale à *trois fois l'épaisseur* de la plaque la moins épaisse pour que les équations (7.25) et (7.26) puissent être appliquées au calcul de la résistance pondérée à la pression diamétrale de la plaque mince (voir la figure 7.10). Les équations suivantes permettent de simuler ce comportement :

$$B_r = \frac{\phi_u (t_1 + t_2) e F_u}{4} \tag{7.28}$$

$$B_r = \frac{\phi_u (t_1 + t_2) d F_u}{2} \le \phi_u 2dt_1 F_u \tag{7.29}$$

Les paramètres de ces équations sont définis sur la figure 7.11b. Les assemblages raidis, tel celui qui est montré sur la figure 7.11a, comportent généralement une excentricité dont l'effet se fait sentir autant sur les pièces, que localement, dans l'assemblage (voir la section 4.4.3).

7.5.3 Bords obliques

La résistance pondérée à la pression diamétrale d'une plaque dont le bord est incliné par rapport à l'axe de chargement, est calculée en considérant la moins élevée des valeurs obtenues de l'équation (7.26) et de l'équation suivante :

$$B_r = \phi_u \left[e + (e - d)\cos^2 \theta\right] t F_u \tag{7.30}$$

L'angle θ est mesuré entre l'axe de la charge et le bord situé à l'extrémité de la plaque, tel qu'illustré sur la figure 7.12, et la pince longitudinale (e) est mesurée sur la droite croisant le bord incliné à un angle de 90 degrés.

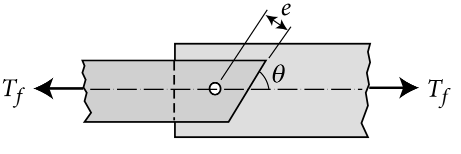


FIGURE 7.12 Pièce en traction à bord oblique

Dans l'équation (7.30), lorsque $\theta = 90°$, on obtient l'équation (7.25) et, lorsque $\theta = 0°$, on obtient une équation donnant la résistance en traction, sur la section nette, d'une plaque de largeur $2e$, comportant un trou de dimension d (voir l'équation 4.28). Dans ce cas, il faut diviser F_u par k_t, au besoin. En fait, l'équation (7.30) permet une transition adéquate entre ces deux conditions extrêmes.

7.5.4 Ruptures sur la section nette

En traction ou en cisaillement, on doit vérifier la plastification de la section brute (A_g) et la rupture de la section nette (A_n) des pièces principales et des pièces de transfert dans les assemblages boulonnés.

Les calculs de résistance effectués sur la section nette doivent tenir compte de tous les plans possibles de rupture en traction ou en cisaillement (figure 7.13) ainsi que de l'effet des excentricités imputables à la géométrie de la pièce ou de l'assemblage, ou au fait que certains éléments de pièces ne peuvent être connectés efficacement (figure 7.13b).

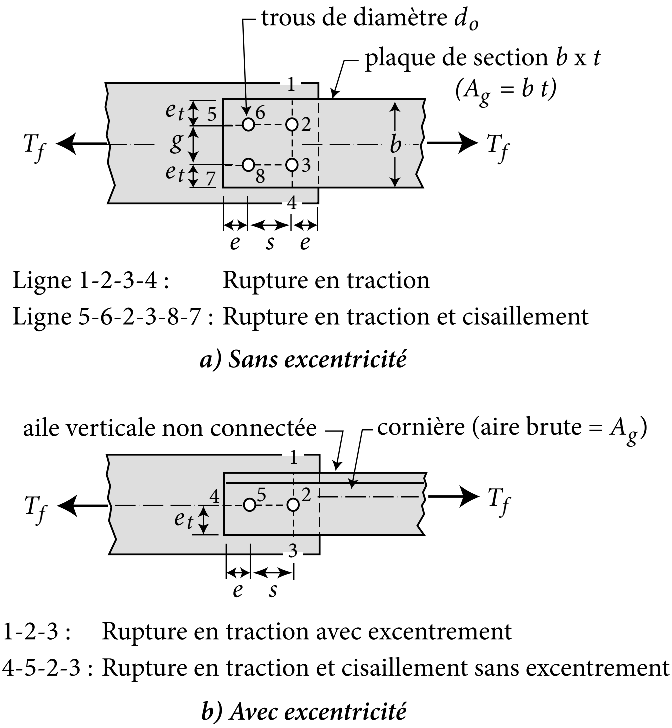


FIGURE 7.13 Ruptures sur la section nette (voir le chapitre 4)

Ces différents états limites ont été étudiés en détail au chapitre 4 puisqu'ils déterminent entièrement le comportement des pièces sollicitées en traction. Un calcul complet de la résistance d'un assemblage mécanique fait donc appel à la théorie présentée dans le présent chapitre ainsi qu'à celle qui est présentée dans le chapitre 4.

De nombreux exemples sont présentés à la section 7.13 pour illustrer le calcul de la résistance des pièces dans les assemblages mécaniques.

7.6 ASSEMBLAGES CONCENTRIQUES EN CISAILLEMENT

7.6.1 Comportement général

En général, dans le calcul des assemblages boulonnés ou rivetés, l'inconnue est le nombre de boulons ou de rivets, dénoté n. Il peut arriver, compte tenu de l'espace disponible, que le nombre de boulons ou de rivets soit pratiquement connu. Dans ce cas, il s'agit de vérifier si le diamètre choisi est suffisant.

L'étude du comportement des assemblages concentriques en cisaillement se ramène à l'étude du modèle montré sur la figure 7.2a et reproduit sur la figure 7.14. Dans ce type d'assemblage, l'effort sollicitant le groupe de connecteurs agit dans un plan perpendiculaire à l'axe des connecteurs et passe par le centre de gravité du groupe. Le serrage contrôlé des connecteurs n'est pas requis pour les assemblages concentriques en cisaillement, sauf pour les cas mentionnés à la section 7.4.1.

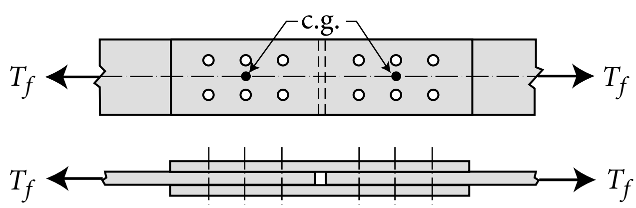


FIGURE 7.14 Exemple d'assemblage concentrique en cisaillement

Quoiqu'il s'agisse du type d'assemblages le plus simple à calculer, comme on le verra plus loin, l'analyse théorique de ce type d'assemblages est assez complexe[7.9]. Il faut d'abord connaître les lois de comportement des plaques et des connecteurs, c'est-à-dire la courbe effort-allongement des plaques dans les domaines élastique et plastique et la courbe effort tranchant-déformation transversale d'un connecteur en cisaillement. Ces deux courbes sont obtenues expérimentalement et la deuxième est essentiellement inélastique. On obtient la répartition de l'effort total entre les connecteurs en considérant la compatibilité des déformations des connecteurs et des plaques. Autrement dit, les allongements des plaques doivent être compatibles avec les déformations en cisaillement des connecteurs. Les équations de compatibilité et les lois de comportement des plaques et des connecteurs permettent de déterminer le taux de travail de chaque connecteur.

Dans la référence [7.1], on admet un taux de travail uniforme des connecteurs dans les assemblages concentriques en cisaillement. La capacité de l'assemblage est donc égale à $n\,V_r$, où V_r est obtenu de l'équation (7.12) ou (7.13).

Toutefois, les résultats des études théoriques, confirmés par des essais, montrent qu'à l'ultime, le taux de travail des connecteurs n'est pas uniforme lorsque les files de connecteurs sont relativement longues. Autrement dit, les connecteurs aux extrémités d'une file atteignent leur déformation ultime en cisaillement et se cassent avant que la résistance maximale des autres connecteurs, situés près du centre de la file, soit atteinte. On a donc une rupture successive des connecteurs plutôt qu'une rupture simultanée. On tient compte de cet effet en réduisant la résistance au cisaillement de tous les connecteurs à l'aide de l'équation (7.1).

Dans la mesure du possible, les assemblages doivent être conçus de manière à transmettre les forces sans excentricité pour réduire au minimum les efforts secondaires. Pour un assemblage à double recouvrement comme celui de la figure 7.14, il n'y a pas d'excentricité à cause de la symétrie. Par contre, pour l'assemblage à simple recouvrement de la figure 7.11b, les forces non concourantes produisent des effets secondaires qu'il faut prendre en compte dans les calculs (voir la section 7.5.2).

7.6.2 Assemblages par contact

Le calcul pratique des assemblages concentriques en cisaillement est très simple puisqu'on admet que l'effort pondéré total qui sollicite l'assemblage est également réparti dans tous les connecteurs. Il s'agit d'une hypothèse simplificatrice qui n'est vraie à l'ultime que si la rigidité des plaques assemblées est infinie.

Pour un assemblage par contact, le nombre nécessaire de connecteurs pour résister à l'effort pondéré total, dénoté P_f, est obtenu en considérant soit la résistance d'un connecteur en cisaillement, soit la résistance à la pression diamétrale autour d'un connecteur. Le nombre de connecteurs est donné par :

$$n \geq \frac{P_f}{V_r} \tag{7.31}$$

$$n \geq \frac{P_f}{m\,B_r} \tag{7.32}$$

On choisit la plus grande valeur de n obtenue de (7.31) ou de (7.32). La valeur de V_r est obtenue de (7.12) ou (7.13), et celle de B_r de l'équation (7.25) ou (7.26).

Il est important de souligner qu'il faut appliquer deux fois les équations (7.25) et (7.26), soit à la pièce de transfert et à la pièce assemblée. En effet, les deux paramètres principaux de ces équations, e et t, n'ont généralement par les mêmes valeurs pour la pièce de transfert et la pièce assemblée. On calcule donc deux séries de valeurs de B_r et on choisit la plus petite valeur pour le calcul du nombre de connecteurs, si les connecteurs travaillent en *cisaillement simple* (m = 1, figure 7.7a).

Si les connecteurs travaillent en *cisaillement double*, il y a un des deux éléments assemblés, la pièce de transfert ou la pièce principale, dont le taux de travail à la pression diamétrale est la moitié de celui de l'autre élément. Pour l'élément dont le taux de travail est réduit de moitié, la valeur de m est égale à 2 dans l'équation (7.32). Pour l'autre élément, $m = 1$, Dans le cas de cisaillement double, on a donc deux valeurs différentes de m à utiliser dans l'équation (7.32), auxquelles correspondent, en général, deux valeurs différentes de B_r.

7.6.3 Assemblages antiglissement

Pour les assemblages antiglissement, en plus des états limites ultimes, il faut vérifier l'état limite de glissement sous les charges d'utilisation. Le nombre de boulons requis, pour satisfaire cet état limite, est donné par l'équation suivante, pour un assemblage concentrique en cisaillement :

$$n \geq \frac{P_s}{V_s} \tag{7.33}$$

Dans cette équation, P_s représente l'effort total d'utilisation sollicitant l'assemblage et V_s la résistance au glissement générée par le serrage d'un boulon. La valeur de V_s est donnée par l'équation (7.17) ou l'une ou l'autre des équations présentées à la section 7.4.3.

Un exemple de calcul d'assemblage concentrique en cisaillement (exemple 7.1) est présenté à la section 7.13.

7.6.4 Assemblages pour le transfert d'un effort tranchant

Pour transmettre les charges de gravité, il est suffisant de réaliser un assemblage qui ne transfère que les réactions dues aux charges de gravité de la poutre au poteau, c'est-à-dire un effort tranchant. C'est l'assemblage le plus utilisé et le plus simple à réaliser. On désigne cette catégorie d'assemblage par les expression *joint simple, joint flexible, joint souple ou articulation*.

Un joint flexible doit être capable de transmettre l'effort tranchant causé par la combinaison des charges pondérées la plus critique, et de subir la rotation de la poutre correspondant à l'action de ces charges sans développer de moments de flexion significatifs. Théoriquement, le moment fléchissant transmis par un joint simple est nul et la rotation au joint est totalement libre. Pratiquement, on choisit des pièces de transfert relativement minces qui subissent des déformations inélastiques contrôlées, de sorte que le moment développé au joint reste négligeable.

Pour transmettre uniquement un effort tranchant, on peut attacher l'âme de la poutre, puisque l'effort tranchant est repris par l'âme, ou appuyer simplement la poutre sur une console d'appui. Pour attacher l'âme, on peut utiliser comme pièces de transfert, des cornières jumelées, une cornière simple, une plaque frontale, une plaque latérale ou un profilé en T. Des exemples d'assemblages boulonnés simples sont présentés sur la figure 7.15. Certains peuvent être entièrement boulonnés, ce qui est intéressant lorsqu'on utilise des assemblages en aluminium ; d'autres, comme ceux qui requièrent des plaques, nécessitent l'utilisation de soudures.

La longueur (L) de la pièce de transfert dépend géométriquement du nombre de connecteurs et elle doit être suffisante pour que la résistance au cisaillement soit adéquate (figure 7.15a). De plus, cette longueur ne doit pas être inférieure à la demi-profondeur de la poutre. La pièce de transfert est généralement placée dans la partie supérieure de l'âme, de manière à reprendre immédiatement les charges provenant de la poutre et à assurer la stabilité latérale de la poutre.

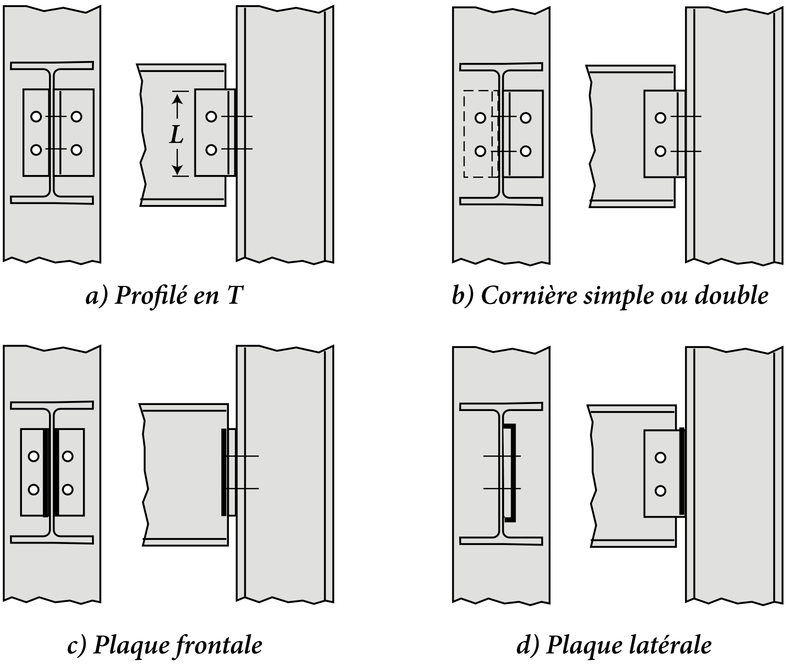


FIGURE 7.15 Exemples de joints simples

Plusieurs autres renseignements et des exemples détaillés pour le calcul des assemblages conçus pour transférer un effort tranchant sont présentés dans la référence [7.21]. La plupart des hypothèses utilisées pour le calcul des assemblages en acier peuvent être appliquées judicieusement aux assemblages en aluminium. Par exemple, lorsqu'un groupe de connecteurs (*i.e.* ceux qui relient le profilé en T sur la face du poteau) est sollicité de façon concentrique, le groupe situé dans le plan perpendiculaire à ce dernier (*i.e.* les boulons reliant l'âme du T à l'âme de la poutre), est sollicité de façon excentrique.

Lorsque le soudage est utilisé dans un des plans, c'est toujours la soudure qui est considérée sollicitée de façon excentrique, en raison de sa grande rigidité.

7.7 ASSEMBLAGES EXCENTRIQUES EN CISAILLEMENT

7.7.1 Analyse élastique classique

Dans la mesure du possible, les assemblages doivent être conçus de manière à transmettre les forces sans excentricité. Il y a cependant des situations où cette alternative n'est pas possible. On a alors des assemblages excentriques.

Que l'assemblage soit excentrique en cisaillement ou en traction, l'effet de l'excentricité est de réduire la capacité de l'assemblage par rapport à celle d'un assemblage concentrique ayant le même nombre de connecteurs et le même arrangement géométrique. Cette réduction est d'autant plus importante que l'excentricité est grande comparée aux dimensions du groupe de connecteurs.

Un assemblage excentrique en cisaillement typique est montré sur la figure 7.2b. Pour le calcul de la résistance pondérée de ce type d'assemblage, on peut utiliser une *analyse élastique* ou une *analyse à l'état limite ultime*. La première méthode est plus simple, mais en général, elle sous-évalue de façon significative la résistance du groupe de connecteurs. On distingue deux types d'analyse élastique : *l'analyse élastique classique* et l'analyse élastique adaptée, que l'on appelle tout simplement *analyse élastique*.

L'analyse élastique classique est une méthode de calcul très connue, mais elle a le défaut d'être parfois trop sécuritaire[7.9, 7.21]. Elle sera quand même présentée, car elle peut être utile pour un dimensionnement préliminaire. Elle est caractérisée par l'hypothèse que le groupe de connecteurs tourne autour de son centre de gravité sous l'action des charges appliquées.

Dans l'analyse élastique adaptée, on reconnaît l'existence d'un centre de rotation qui ne coïncide pas avec le centre de gravité du groupe de connecteurs. Il s'agit, en quelque sorte, d'une adaptation de la méthode d'analyse à l'état limite ultime[7.9]. L'analyse élastique donne des résultats moins sécuritaires que ceux qui sont obtenus par la méthode élastique classique et elle est plus conforme à la réalité.

Dans l'analyse élastique classique, le groupe de connecteurs montré sur la figure 7.16 est soumis à un effort pondéré P_f, excentré par rapport au centre de gravité du groupe et incliné d'un angle θ par rapport à l'axe vertical du groupe de connecteurs (axe y). L'effort P_f comprend donc une composante verticale $P_v = P_f \cos\theta$ et une composante horizontale $P_h = P_f \sin\theta$. En général, l'angle θ est faible, de sorte que la composante verticale est nettement dominante. Le groupe de connecteurs est soumis à un effort tranchant concentrique P_f et à un couple de torsion donné par :

$$M_f = P_f\,(L\cos\theta + H\sin\theta) = P_v\,L + P_h\,H \tag{7.34}$$

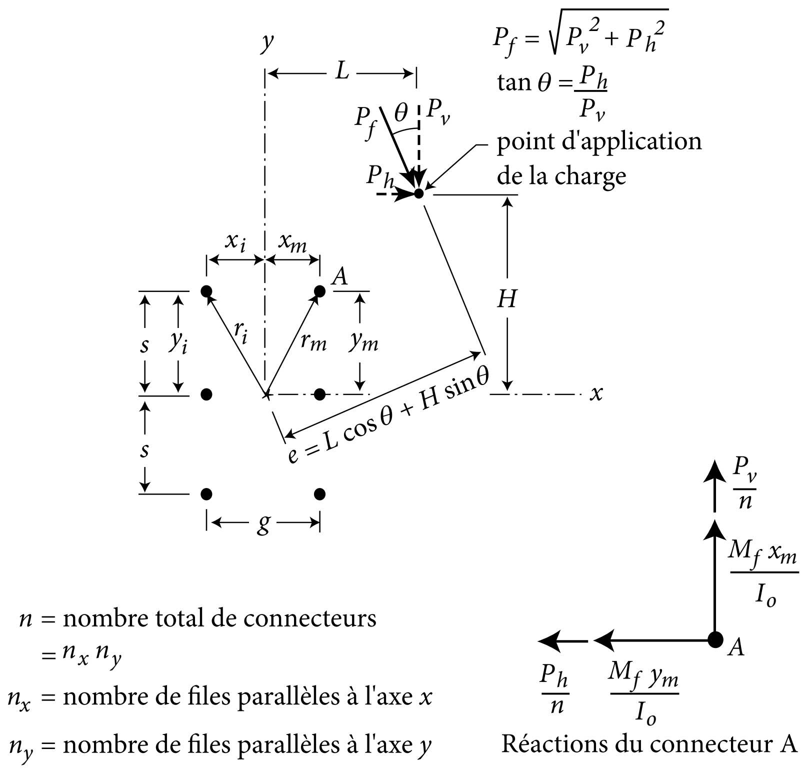


FIGURE 7.16 Analyse élastique classique d'un assemblage excentrique en cisaillement

Les hypothèses du calcul élastique sont les suivantes :

- l'effort tranchant concentrique est réparti uniformément sur tous les connecteurs. Autrement dit, tous les connecteurs subissent le même effort de cisaillement dû aux composantes P_v et P_h (figure 7.16) ;
- le centre de rotation de l'assemblage est confondu avec le centre de gravité du groupe de connecteurs ;
- le couple de torsion (M_f) produit dans un connecteur quelconque un effort de cisaillement proportionnel à la distance de ce connecteur au centre de gravité du groupe et perpendiculaire au rayon vecteur reliant le connecteur au centre de gravité ;
- l'effort de cisaillement résultant sur chaque connecteur est obtenu par addition vectorielle des efforts de cisaillement dus aux composantes P_v et P_h et au couple de torsion ;
- la résistance pondérée de l'assemblage est atteinte lorsque l'effort de cisaillement dans le connecteur le plus sollicité (i.e. le plus éloigné du centre de gravité) atteint la valeur de la résistance pondérée en cisaillement de ce connecteur (V_r), donnée par l'équation (7.12) ou (7.13).

L'équation (7.35) résulte de ces hypothèses. Elle donne l'effort de cisaillement dans le (ou les) boulon le plus sollicité.

$$V_f = \sqrt{\left(\frac{P_v}{n} + \frac{M_f\, x_m}{I_o}\right)^2 + \left(\frac{P_h}{n} + \frac{M_f\, y_m}{I_o}\right)^2} \leq V_r \tag{7.35}$$

Dans cette équation, on utilise la notation suivante :

x_m = abscisse du connecteur le plus éloigné du centre de gravité;

y_m = ordonnée du connecteur le plus éloigné du centre de gravité;

r_i = distance d'un connecteur quelconque au centre de gravité du groupe de connecteurs;

I_o = constante géométrique de l'assemblage.

$$I_o = \sum_{i=1}^{n} r_i^2 = \sum_{i=1}^{n} (x_i^2 + y_i^2) \tag{7.36}$$

La constante I_o est obtenue de la troisième hypothèse. Le produit de cette constante par l'aire d'un connecteur (A_b) donne le moment d'inertie polaire (I_p) du groupe de boulons. Avec la notation définie sur la figure 7.16, on peut démontrer que le paramètre I_o est égal à :

$$I_o = \frac{n}{12}\left[(n_y^2 - 1)\, g^2 + (n_x^2 - 1)\, s^2\right] \tag{7.37}$$

Cette équation n'est valide que si les distances entre les files de connecteurs parallèles à l'axe y sont constantes et égales à g, et si les distances entre les files parallèles à l'axe x sont constantes et égales à s, c'est-à-dire le cas usuel.

Compte tenu des restrictions géométriques présentes dans tous les assemblages, l'arrangement des boulons est soit partiellement, soit complètement connu, c'est-à-dire qu'on connaît le nombre de files verticales de connecteurs (n_y), ou le nombre de files horizontales (n_x), ou les deux. Dans ce dernier cas, le nombre de connecteurs est connu puisque $n = n_x\, n_y$. Il suffit alors de calculer V_f avec l'équation (7.35) et de choisir un diamètre de connecteur dans le tableau 7.4, tel que $V_r \geq V_f$.

Si l'arrangement des connecteurs n'est que partiellement connu (n_x ou n_y), il faut supposer une valeur pour le paramètre n, calculer la valeur de V_f avec l'équation (7.35) et comparer cette valeur à celles de V_r du tableau 7.4 pour les diamètres de connecteurs les plus courants. Si la valeur de V_f est trop petite ou trop grande, comparée à celle de V_r, il faut réduire ou augmenter le nombre de connecteurs.

Le nombre minimum de connecteurs peut être obtenu en supposant un assemblage concentrique et en choisissant le diamètre des connecteurs. On a donc :

$$n_{\min} = \frac{P_f}{V_r} \tag{7.38}$$

Tel que mentionné précédemment, le nombre total de connecteurs dépend de l'importance de l'excentricité par rapport aux dimensions de l'assemblage. Cette importance est mesurée par le rapport e/r_m. On a tracé, sur la figure 7.17 une courbe donnant le pourcentage de réduction de la capacité d'un assemblage en fonction du rapport e/r_m. Cette réduction est relative à la capacité d'un assemblage concentrique.

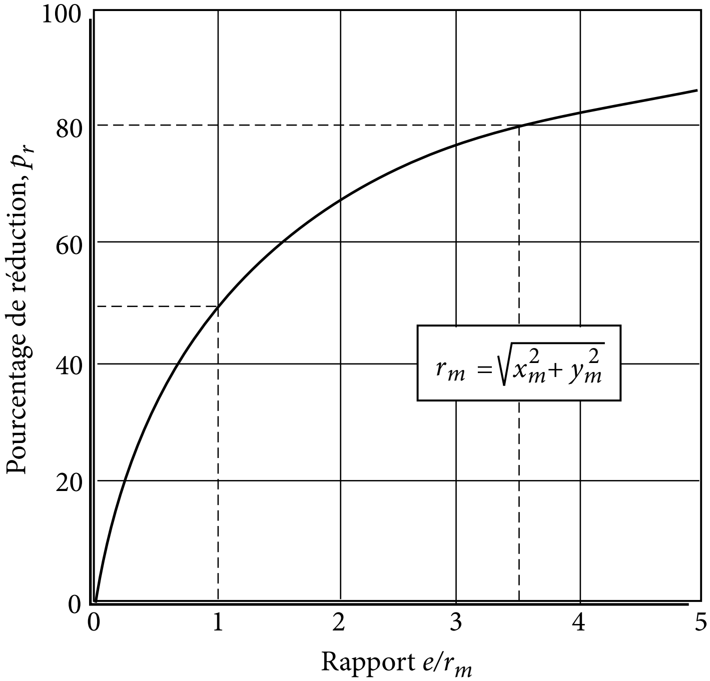


FIGURE 7.17 Effet de l'excentricité sur la capacité d'un assemblage mécanique travaillant en cisaillement

Si on dénote par p_r le pourcentage de réduction, le nombre approximatif de connecteurs dans un assemblage excentrique en cisaillement est donné par :

$$n \approx \frac{100 n_{\min}}{(100 - p_r)} = \frac{100\, P_f}{(100 - p_r)\, V_r} \tag{7.39}$$

La courbe de la figure 7.17 a été obtenue à partir d'analyses à *l'état limite ultime* de plusieurs arrangements symétriques de boulons pour des assemblages de charpentes d'acier[7.21]. Elle est approximative et ne peut être utilisée que si l'arrangement de boulons est connu, ce qui permet de calculer r_m.

En général, une analyse élastique exige plus de boulons que le nombre donné par l'équation (7.39), car la valeur de p_r dans cette équation, obtenue de la figure 7.17, est basée sur une analyse à l'état limite ultime. Toutefois, la différence n'est peut-être pas significative du point de vue pratique. Ainsi, une analyse élastique peut exiger 5,8 boulons, donc 6 boulons, alors qu'une analyse à l'état limite ultime en requiert 4.1, ce qui signifie encore 6 boulons, si on conserve la symétrie. Par contre, le diamètre des boulons peut être réduit.

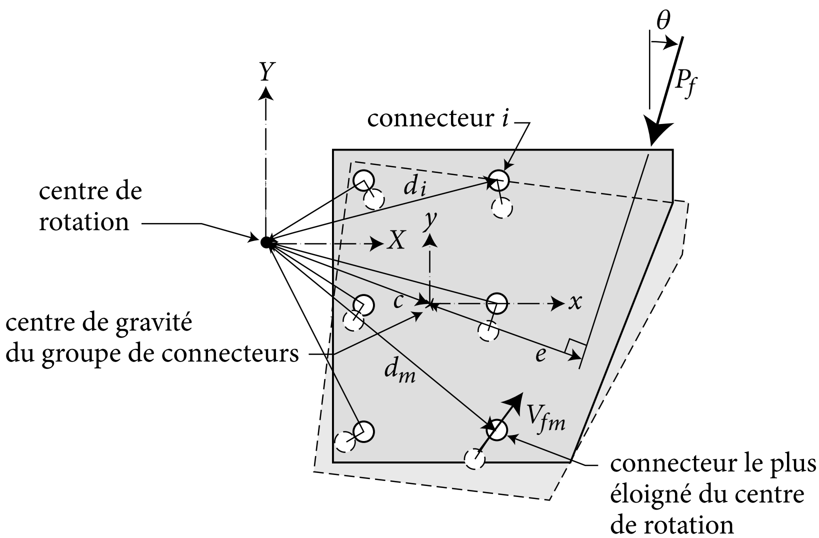
7.7.2 Analyse élastique

La sous-évaluation de la capacité de l'assemblage qui résulte de l'analyse élastique classique est surtout due à la deuxième hypothèse, à savoir que le centre de rotation de l'assemblage est confondu avec le centre de gravité du groupe de connecteurs. Avec cette hypothèse, il est impossible d'obtenir la compatibilité entre les déformations en cisaillement des connecteurs et les forces dans les connecteurs résultant de ces déformations.

En fait, l'hypothèse fondamentale d'un comportement élastique est fausse, car le comportement de l'assemblage est essentiellement non linéaire et inélastique. D'abord, la relation effort-déformation d'un connecteur travaillant en cisaillement n'est pas linéaire et ne montre pas de limite élastique bien définie. De plus, la plastification autour des connecteurs dans les pièces assemblées, due à la pression diamétrale, rend le comportement de l'assemblage inélastique dès le début du chargement.

À la suite des résultats d'essais[7.9, 7.22], on a déterminé que la ruine d'un assemblage excentrique en cisaillement survenait lorsque la déformation du connecteur le plus éloigné du centre de rotation était égale à la déformation ultime du connecteur en cisaillement. *Le centre de rotation* est le point autour duquel l'assemblage subit une rotation pure. Cet ange de rotation, multiplié par la distance entre le centre de rotation et un point quelconque de l'assemblage, donne le déplacement de ce point.

Le centre de rotation dépend de l'arrangement du groupe de connecteurs. Il est situé sur une droite perpendiculaire à la ligne d'action de la charge passant par le centre de gravité du groupe de connecteurs (figure 7.18). Par rapport au centre de gravité des connecteurs, il est situé du côté opposé à celui de la charge appliquée. Dans le cas de la torsion pure, il est confondu avec le centre de gravité des connecteurs, et c'est le seul cas où la deuxième hypothèse de l'analyse élastique classique est valide. Dans le cas d'effort tranchant pur ($e = 0$), le centre de rotation est à l'infini. Donc, plus l'excentricité est grande par rapport aux dimensions du groupe de connecteurs, plus le centre de rotation se rapproche du centre de gravité du groupe de connecteurs.



n = nombre de connecteurs (n = 6 pour cet exemple)

$d_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}$ (voir l'équation 7.44)

$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2}$

θ est positif antihoraire par rapport à la verticale.

FIGURE 7.18 Analyse élastique d'un assemblage excentrique en cisaillement

La position du centre de rotation (c), établie par rapport au centre de gravité du groupe de connecteurs, est obtenue par un calcul itératif assez laborieux [7.9, 7.21, 7.22], basé sur une analyse à l'état limite ultime. Une estimation raisonnable de la valeur de c peut être obtenue d'une *analyse élastique*, d'où le nom donné à la méthode d'analyse[7.23].

$$c = \frac{I_o}{ne} = \frac{\sum_{i=1}^{n} r_i^2}{ne} \tag{7.40}$$

Cette équation sous-évalue la position finale du centre de rotation obtenue par une analyse inélastique pour de grandes excentricités (approximativement $e/r_m \geq 2$; voir la figure 7.17), Toutefois, la perte de précision est *largement* compensée par la simplicité de la méthode élastique.

Les hypothèses de l'analyse élastique[7.23] sont les mêmes que celles de l'analyse à l'état limite ultime[7.22] (figure 7.18) :

- le groupe de connecteurs subit une rotation pure par rapport au centre de rotation. Le centre de rotation est distinct du centre de gravité et il est indéterminé *a priori* (équation 7.40 pour l'analyse élastique);
- l'effort résultant sur un connecteur quelconque est perpendiculaire au rayon vecteur reliant le centre de rotation à ce connecteur;
- la déformation transversale d'un connecteur quelconque est proportionnelle à la distance de ce connecteur au centre de rotation. Cette déformation se produit perpendiculairement au rayon vecteur reliant le connecteur au centre de rotation. À l'ultime, la déformation du connecteur le plus éloigné du centre de rotation est la plus élevée;
- la résistance ultime de l'assemblage (P_f) est atteinte lorsque le connecteur le plus sollicité (i.e. le plus éloigné du centre de rotation) atteint sa déformation et sa résistance ultimes en cisaillement.

Il peut être démontré que l'effort de cisaillement maximal pondéré appliqué à un connecteur, sur la base de ces hypothèses, est égal à :

$$V_{fm} = \frac{P_f\,(e + c)\,d_m}{(I_o + n\,c^2)}$$

Si on remplace I_o dans cette équation par la valeur que lui donne l'équation (7.40) ($I_o = c\,n\,e$), on obtient l'équation suivante :

$$V_{fm} = \frac{P_f\,d_m}{n c} \tag{7.41}$$

Tous les paramètres de cette équation sont définis sur la figure 7.18.

Il suffit de s'assurer que l'effort de cisaillement maximal (V_{fm}) n'excède pas la valeur appropriée de V_r donnée par les équations (7.12) et (7.13).

Lorsque l'assemblage est sollicité par un couple (M_f), la rotation de l'assemblage se fait par rapport au centre de gravité du groupe de connecteurs et l'effort de cisaillement maximal pondéré appliqué à un connecteur peut être évalué à l'aide de l'équation suivante[7.24] :

$$V_{fm} = \frac{M_f\,d_m}{I_o} \tag{7.42}$$

7.7.3 Analyse à l'état limite ultime

Dans ce qu'il est convenu d'appeler l'analyse à l'état limite ultime, il est possible de faire les deux hypothèses suivantes[7.1, 7.4, 7.23] dans le but de *simplifier l'analyse*, c'est-à-dire d'éliminer le processus itératif de la méthode[7.9, 7.21, 7.22] :

- tous les connecteurs atteignent leur déformation et leur résistance ultime en cisaillement (V_r), donnée par l'une ou l'autre des équations (7.12) et (7.13);
- la position du centre de rotation à l'ultime est la même que celle qui est obtenue à l'aide de l'équation (7.40) pour une analyse élastique.

Lorsque le centre de rotation est situé près d'un des connecteurs, il est recommandé de considérer la position de ce connecteur comme étant le site du centre de rotation[7.1]. La résistance ultime pondérée de l'assemblage, exprimée sous la forme de la charge maximale pondérée (P_r) qu'il est possible d'appliquer à l'assemblage, est alors évaluée à l'aide de l'équation suivante[7.23]:

$$P_r = \frac{V_r \sum_{i=1}^{n} d_i}{e + c} \tag{7.43}$$

Il suffit, dans ce cas-ci, de s'assurer que la charge appliquée (P_f sur la figure 7.18) n'excède pas la valeur de P_r donnée par l'équation (7.43). La sommation dans l'équation (7.43) s'applique à tous les connecteurs de l'assemblage et la variable d_i est la distance mesurée entre le centre géométrique du connecteur i et le centre de rotation.

Avec la notation définie sur la figure 7.18, on a:

$$d_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2} \tag{7.44}$$

où

$$X_i = x_i + c\cos\theta' \tag{7.45}$$

$$Y_i = y_i + c\sin\theta' \tag{7.46}$$

L'angle θ est défini comme *positif antihoraire par rapport à la verticale*. Dans ce cas, le centre de rotation est situé sous le centre de gravité du groupe de connecteurs. Si θ est négatif (horaire), comme dans l'exemple présenté sur la figure 7.18, le centre de rotation est situé au-dessus du centre de gravité et les équations (7.45) et (7.46) restent valides. À noter qu'on choisit la direction des axes en fonction du sens de la charge, de manière à ce que la charge P_f soit du côté positif des axes horizontaux et que sa composante verticale agisse dans le sens contraire des axes verticaux. Ainsi, si la charge agit vers le haut, les axes y et Y seront dirigés vers le bas, pour que l'équation (7.46) reste valide, étant donné que sin $(-\theta)$ = - sin θ.

7.7.4 Assemblages antiglissement

Lorsque des *boulons à serrage contrôlé* sont utilisés dans un assemblage excentrique en cisaillement, il est possible d'utiliser une méthode d'analyse qui s'apparente à celle qui a été présentée à la section précédente pour satisfaire l'état limite de glissement.

La courbe charge-déformation d'un assemblage excentrique en cisaillement comprend une portion initiale linéaire qui correspond à la résistance par frottement de l'assemblage (Figure 7.19). Cette phase se termine théoriquement par un glissement, mais les essais expérimentaux montrent que ce n'est pas toujours le cas[7.9]. Plus le nombre de boulons est grand, plus les chances d'avoir des boulons en contact, dès le début du chargement, sont grandes. Dans ce cas, on n'observe pas de glissement.

Pour un assemblage excentrique en cisaillement, il est possible de faire une analyse à *l'état limite de glissement* (état limite d'utilisation). Comme le glissement est un phénomène global, on admet que l'assemblage glisse quand la résistance au glissement générée par le serrage de tous les boulons est atteinte. En effet, il est impossible qu'un assemblage glisse dans une certaine zone sans qu'il y ait un mouvement d'ensemble de l'assemblage. Donc, au moment du glissement, l'effort dans chaque boulon est égal à V_s donné par l'équation (7.17).

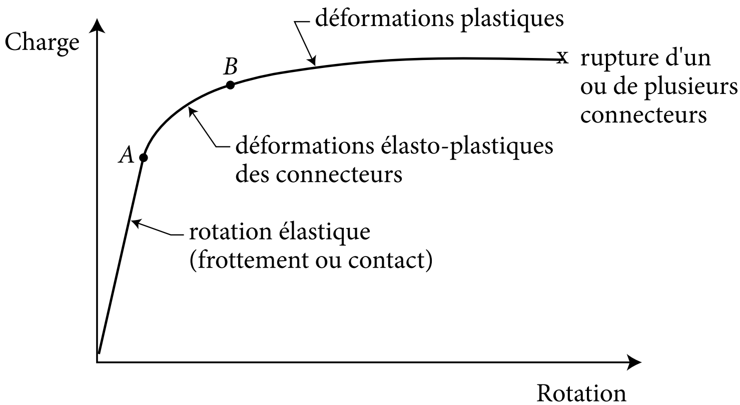


FIGURE 7.19 Courbe charge-rotation idéalisée d'un assemblage excentrique en cisaillement

Les hypothèses de l'analyse à l'état limite de glissement sont les suivantes (figure 7.18) :

- le centre de rotation du groupe de boulons est distinct du centre de gravité et il est indéterminé a priori ;
- l'effort de cisaillement sur un boulon quelconque est perpendiculaire au rayon vecteur reliant le centre de rotation à ce boulon ;
- la résistance au glissement de l'assemblage (P_s) est atteinte lorsque chaque boulon atteint la valeur de la résistance au glissement (V_s) produite par le serrage contrôlé.

Pour satisfaire la première hypothèse, il est possible de considérer que le centre de rotation effectif est le même que celui qui est calculé à l'état limite ultime, comme c'est le cas pour le calcul des assemblages en acier[7.9, 7.21]. Par conséquent, on peut utiliser l'équation (7.40) et éviter de devoir itérer pour évaluer la position du centre de rotation (deuxième hypothèse de la méthode d'analyse à l'état limite ultime).

La troisième hypothèse est équivalente à la première de la section 7.7.3, à la différence que la résistance au glissement (V_s) remplace la résistance pondérée en cisaillement (V_r). De plus, dans les assemblages antiglissement, l'hypothèse que les boulons atteignent la résistance au glissement de façon simultanée reflète davantage la réalité que l'hypothèse que les boulons atteignent simultanément leur résistance ultime en cisaillement.

En considérant l'équilibre des moments par rapport au centre de rotation, sur la figure 7.18, on obtient :

$$P_s = \frac{V_s \sum_{i=1}^{n} d_i}{e + c} \tag{7.47}$$

L'équation (7.47) est semblable à l'équation (7.43). La charge (P) non pondérée, sollicitant l'assemblage antiglissement excentrique en cisaillement, ne doit pas excéder la limite (P_s) donnée par l'équation (7.47). On rappelle que l'utilisation d'assemblages antiglissement est particulière plutôt que générale.

Deux exemples de calcul d'assemblages excentriques en cisaillement (exemples 7.2 et 7.3) sont présentés à la section 7.13.

7.8 ASSEMBLAGES CONCENTRIQUES EN TRACTION

7.8.1 Choix des connecteurs

Pour les charpentes d'acier soumises à des sollicitations de nature statique ou dynamique, il est nécessaire d'utiliser des boulons en acier à haute résistance à serrage contrôlé dans les assemblages concentriques ou excentriques en traction[7.10, 7.21]. Les assemblages à serrage contrôlé offrent une résistance améliorée à la fatigue et sont, par conséquent, tout à fait adaptés à la situation lorsque la charge axiale varie.

Il est donc préférable d'utiliser des boulons traités en acier à haute résistance (zingués ou cadmiés) ou des boulons en acier inoxydable à serrage contrôlé dans les assemblages en aluminium sollicités en traction. L'utilisation des boulons en aluminium n'est toutefois par exclue de façon explicite, mais leur usage devrait être limité aux assemblages sollicités de façon statique.

En Europe[7.3], on reconnaît une certaine catégorie d'assemblages en aluminium pour laquelle tous les types de boulons (voir la section 7.3.1) peuvent être utilisés sans serrage contrôlé pour résister aux charges de traction lorsque les charges appliquées sont de nature statique. Les boulons à serrage non contrôlé ne peuvent pas être utilisés dans les assemblages sollicités par des charges axiales variables, mais ils peuvent être utilisés dans les assemblages calculés pour résister à des charges normales de vent.

On rappelle que les charges externes ne peuvent pas décomprimer l'assemblage si la force de serrage des boulons atteint la valeur minimale recommandée (section 7.4.1) et si on tient compte de l'effet de levier (voir plus bas). Les charges externes produisent donc une force de traction apparente dans les boulons. Les traitements de surface ne sont requis que dans les assemblages sollicités en traction et en cisaillement (figures 7.2d, e et f).

Il convient de rappeler que les rivets ne peuvent être utilisés dans les assemblages sollicités en traction puisqu'ils n'offrent aucune résistance valable en traction.

7.8.2 Définition de l'effet de levier

Lorsqu'un groupe de connecteurs travaille en cisaillement (assemblages concentriques ou excentriques en cisaillement), les forces sont transmises aux boulons dans le plan des parois reliées par les boulons.

Une paroi sollicitée dans son plan est plus rigide qu'une paroi sollicitée perpendiculairement à son plan ou hors de son plan. Dans les assemblages concentriques ou excentriques en traction, les boulons travaillent à l'arrachement des têtes et les forces transmises aux boulons agissent dans un plan généralement perpendiculaire aux parois reliées par les boulons (voir les figures 7.2c à f).

Une paroi en aluminium sollicitée hors de son plan est plus ou moins déformable selon son épaisseur. La déformation hors plan de la paroi peut faire augmenter de façon significative l'effort de traction transmis aux boulons, dans les assemblages concentriques ou excentriques en traction. Pour un assemblage comme celui qui est montré sur la figure 7.20, la charge externe provoque la flexion de l'aile du profilé en T. Dans la partie centrale, entre les boulons, l'aile se sépare de la pièce à laquelle elle est assemblée et, à l'extérieur des boulons, les bords de l'aile du profilé en T butent contre cette dernière. Il se crée ainsi des réactions qui doivent être reprises par les boulons. Ces réactions sont appelées *effets de levier*.

La méthode générale de calcul d'un assemblage où il y a effet de levier comprend les trois étapes suivantes : calcul de l'épaisseur de la paroi sollicitée hors de son plan ; calcul de l'effet de levier ; calcul du nombre de boulons avec prise en compte de l'effet de levier[7.9, 7.21].

La norme canadienne sur le calcul des charpentes d'aluminium, dans sa plus récente édition[7.1], présente en commentaire la façon de tenir compte de l'effet de levier dans les assemblages en traction. La référence [7.3], dans son édition antérieure, était la seule à souligner l'existence de l'effet de levier et à recommander d'en tenir compte à l'aide d'une analyse appropriée lorsqu'il était considéré significatif.

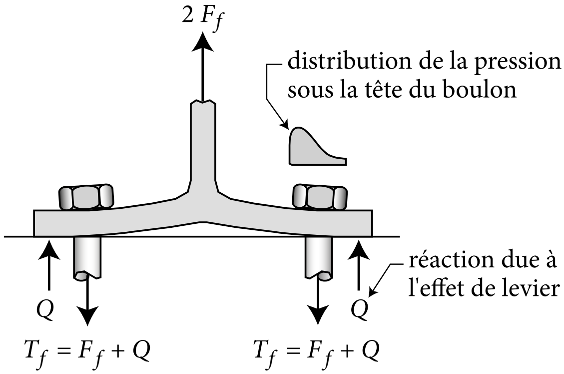


FIGURE 7.20 Effet de levier

L'importance de l'effet de levier dépend pour beaucoup de la rigidité relative des éléments et de la géométrie des assemblages[7.3]. Quelques exemples sont présentés sur la figure 7.21. L'effet peut être négligeable parce que les plaques boulonnées sont épaisses et que les boulons sont de résistance moyenne. Les plaques ont alors tendance à se séparer sans fléchir. L'effet peut aussi être négligeable pour la raison inverse, c'est-à-dire que les plaques sont minces et les boulons sont résistants. Les plaques se déforment alors comme il est montré sur la figure 7.20, mais sans causer d'effet de levier significatif en raison de leur grande flexibilité. Les plaques boulonnées d'épaisseur moyenne sont les plus susceptibles d'induire des efforts de traction supplémentaires dans les boulons à cause de l'effet de levier.

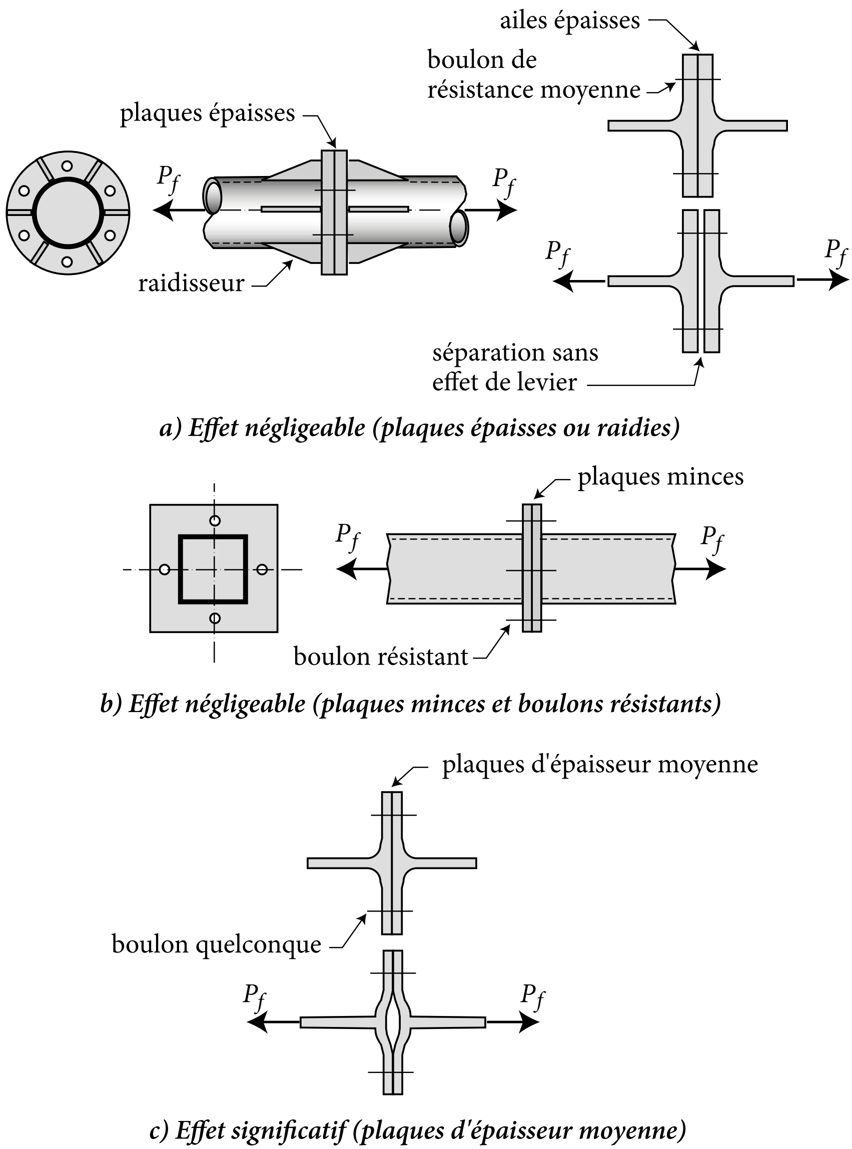


FIGURE 7.21 Influence de la rigidité relative des éléments sur l'importance de l'effet de levier

7.8.3 Effet de levier dans les assemblages en acier

En Amérique du Nord, la méthode la plus utilisée pour le calcul des assemblages d'acier en traction[7.21], est probablement celle qui est décrite dans la référence [7.9]. Il suffisait qu'elle soit adaptée aux assemblages en aluminium. C'est ce qu'une équipe de chercheurs[7.25] a tenté de réaliser, mais pour la méthode de calcul européenne[7.26].

On présentera d'abord la méthode de la référence [7.9] et on verra, dans la section suivante, comment elle peut être modifiée pour tenir compte des particularités de l'aluminium.

Le modèle qui est montré sur la figure 7.20 est utilisé pour l'analyse. On doit noter que $2\,F_f$ représente l'effort externe appliqué à deux boulons, et T_f, l'effort de traction dans un boulon incluant l'effet de levier. La méthode d'analyse est basée sur les hypothèses suivantes, validées par les études expérimentales rapportées dans la référence [7.9], et illustrées sur la figure 7.22 :

- il n'y a que deux files de boulons, parallèles au plan de chargement. S'il y a quatre files de boulons, l'effet de levier calculé ne s'applique qu'aux files intérieures ;
- la réaction due à l'effet de levier est concentrée aux bords de l'aile. Cette hypothèse est valide à l'état limite ultime si la distance a est inférieure ou égale à $1{,}25\,b$. Dans les calculs, on utilise $a = 1{,}25\,b$ si la valeur réelle de a dépasse $1{,}25\,b$;
- compte tenu de la distribution de la pression sous la tête du boulon (figure 7.20), le point d'application de l'effort de traction T_f, sur la plaque, est situé vis-à-vis la face de la tige du boulon, du côté intérieur (section j – j) sur la figure 7.22) ;
- Il y a un point d'inflexion dans la déformée de l'aile du profilé en T, entre la face de l'âme et le point d'application de l'effort T_f.

Le moment de flexion maximal dans l'aile se produit à la face de l'âme et il est dénoté M_f. Le moment fléchissant à la section j – j est égal à $\alpha\,\delta\,M_f$ où le produit $\alpha\,\delta$ dépend de la flexibilité de l'aile.

Le paramètre δ est égal au rapport de l'aire nette de la section fléchie vis-à-vis une file de boulons, sur l'aire de la section à la face de l'âme, en négligeant le congé de raccordement de l'aile à l'âme. On a donc :

$$\delta = \frac{(s - d_o)\,t}{s\,t} = \frac{s - d_o}{s} \tag{7.48}$$

Le diamètre des trous (d_o) est donné par les équations (4.1) et (4.2). Si le diamètre du boulon est inconnu à cette étape-ci, on considère $d_o = d + 1{,}5$ mm.

Le paramètre α dépend directement de l'effet de levier, soit du rapport Q/F_f, c'est-à-dire de la *flexibilité de l'aile*. Quand $\alpha = 0$, l'effet de levier est nul, ce qui signifie que l'aile est suffisamment épaisse pour que le point d'inflexion soit à la section j – j. Quand $\alpha = 1{,}0$, on a l'effet de levier maximal, ce qui signifie que l'épaisseur de l'aile est telle que le point d'inflexion est à sa distance maximale de la section j – j.

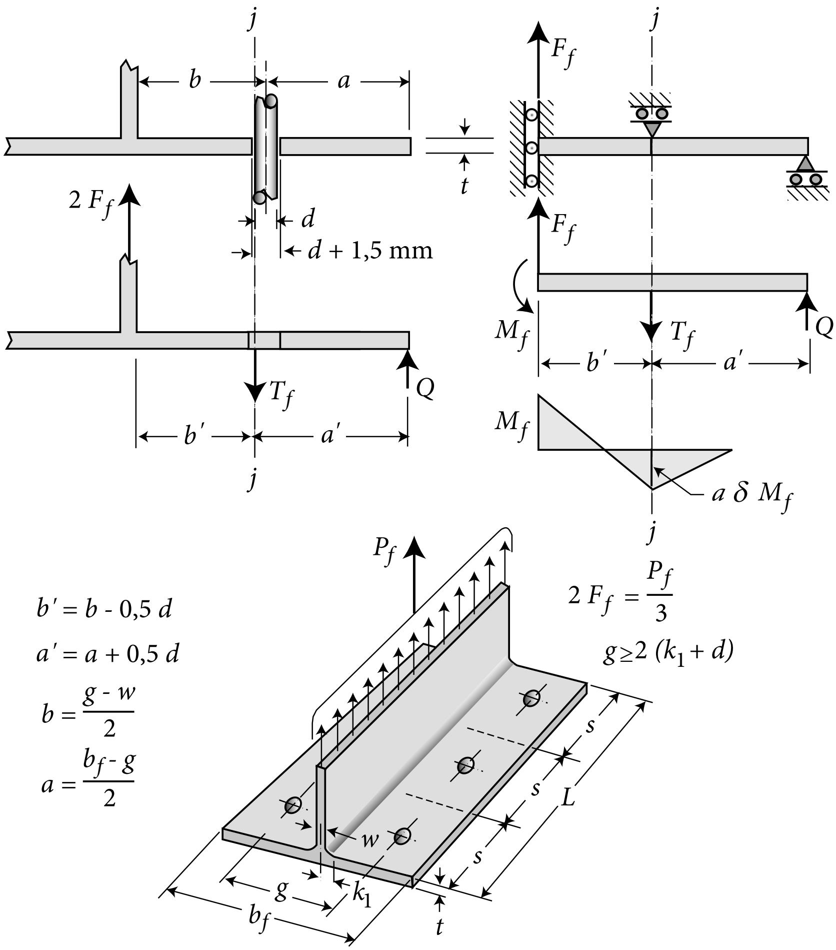


FIGURE 7.22 Étude de l'effet de levier : hypothèses et notation

Considérant le corps libre montré sur la figure 7.22, la somme des moments de flexion par rapport à la section j – j donne :

$$M_f - F_f\ b' + Q\ a' = 0 \tag{7.49}$$

Considérant l'équilibre de la portion de l'aile comprise entre le bord et la section j – j, on obtient :

$$Q\,a' = \alpha\,\delta\,M_f \tag{7.50}$$

Si on reporte l'équation (7.50) dans (7.49), on obtient :

$$M_f = \frac{F_f\,b'}{(1 + \alpha\,\delta)} \tag{7.51}$$

La section fléchie de l'aile est une section rectangulaire de dimensions t et s. Tel que démontré sur la figure 6.5a, le module de section plastique (Z) d'une section rectangulaire ayant ces dimensions est égal à $s\,t^2/4$. La résistance pondérée en flexion (M_r) est égale au moment fléchissant qui produit la plastification totale de la section ($M_p = Z\,F_y$), considérant un comportement élasto-plastique parfait (acier), multiplié par le coefficient de tenue ϕ_y égal à 0,9. On a donc :

$$M_r = \phi_y \frac{s\,t^2}{4} F_y \geq M_f \tag{7.52}$$

C'est à cette étape-ci que la méthode pourrait être adaptée aux assemblages en aluminium, comme on le verra plus loin.

Les deux dernières équations donnent :

$$t \geq \sqrt{\frac{4 F_f\, b'}{\phi_y\, s\, F_y\, (1 + \alpha\,\delta)}} \tag{7.53}$$

Quand $\alpha = 1{,}0$, on obtient l'épaisseur minimale de l'aile, tel qu'expliqué précédemment.

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4 F_f\, b'}{\phi_y\, s\, F_y\, (1 + \delta)}} \tag{7.54}$$

Pour utiliser cette équation, il faut connaître b', δ, et s. La valeur du paramètre b, montré sur la figure 7.22, se situe entre une fois et demie et deux fois et demie le diamètre du boulon ($1{,}5d \leq b \leq 2{,}5d$), ce qui donne pour le paramètre b' : $d \leq b' \leq 2d$. La valeur du paramètre δ est généralement comprise entre 0,75 et 0,85. Quant au paramètre s, sa valeur minimale est $2{,}5d$, mais ce sont généralement des considérations d'ordre géométrique qui fixent sa valeur (valeur courante pour l'aluminium : $s = 50$ mm). On note, dans l'équation (7.54), que l'épaisseur minimale est directement proportionnelle à b' et inversement proportionnelle à s. On a donc intérêt à avoir une valeur minimale de b' et une valeur maximale de s, mais comme l'indique la figure 7.22, b' dépend également de considérations d'ordre géométrique.

Quand $\alpha = 0{,}0$, on obtient l'épaisseur maximale et l'effet de levier est nul.

$$t_{\max} = \sqrt{\frac{4 F_f\, b'}{\phi_y\, s\, F_y}} \tag{7.55}$$

L'équation (7.55) donne généralement des épaisseurs trop grandes pour être acceptables du point de vue pratique, à moins que l'assemblage soit soumis à des chargements cycliques fréquents. Dans ce cas, il est recommandé d'éliminer l'effet de levier et de choisir une épaisseur au moins égale à la valeur obtenue de l'équation (7.55).

En général, cependant, le concepteur choisit un profilé en T ayant une épaisseur d'aile supérieure à la valeur minimale obtenue de (7.54). Dénotant, par t_r, l'épaisseur réelle de l'aile de la section choisie, l'équation (7.53) permet alors de calculer la valeur de α.

$$\alpha = \frac{1}{\delta}\left[\frac{4\,F_f\,b'}{\phi_y\,s\,t_r^2\,F_y} - 1\right] \tag{7.56}$$

On note que si $t_r = t_{\max}$ donné par l'équation (7.55), la valeur de α est nulle, de même que l'effet de levier, comme l'indique l'équation (7.57) qui suit. On note également que si on remplace la valeur de α dans l'équation (7.53) par celle qui est donnée par l'équation (7.56), on obtient $t = t_r$. Donc, lorsque l'épaisseur a été choisie telle que $t_r > t_{\min}$, il est inutile de vérifier l'équation (7.53).

En combinant les équations (7.50) et (7.51), on peut calculer l'effet de levier.

$$Q = F_f\left(\frac{\alpha\,\delta}{1 + \alpha\,\delta}\right)\left(\frac{b'}{a'}\right) \tag{7.57}$$

La méthode de calcul de l'effet de levier comprend les étapes suivantes :

- calcul de $t_{\min}$ avec l'équation (7.54) en supposant $\;' = 1,5\,d$ et $s = 50$ mm, à moins que des considérations de géométrie imposent une valeur à s ; la valeur de δ est obtenue de l'équation (7.48) ;
- choix d'une épaisseur telle que $t_r > t_{\min}$;
- calcul des paramètres géométriques s, b' et a' selon le diamètre et l'arrangement des boulons et compte tenu du profilé choisi à l'étape précédente ;
- calcul de α avec l'équation (7.56) ;
- calcul de l'effet de levier avec l'équation (7.57) et calcul de $T_f = F_f + Q$;
- vérification de $T_r \geq T_f$; si cette relation est satisfaite, le diamètre du boulon est suffisant, sinon il faut l'augmenter.

7.8.4 Adaptation de la méthode aux assemblages en aluminium

Le moment fléchissant $M_r = \phi_y\,M_p = \phi_y\,Z\,F_y$, défini par l'équation (7.52), découle d'un modèle élasto-plastique parfait, propre aux charpentes d'acier. Comme en font foi les figures 2.31, 4.3 et 5.9, les courbes contrainte-déformation des différents alliages d'aluminium sont caractérisées par une courbe ascendante d'écrouissage plus ou moins abrupte plutôt que par un plateau, par une résistance ultime (F_u) plutôt que par une limite élastique (F_y) et par une ductilité qui leur est propre (voir la section 6.2.1). Il en résulte une différence de comportement qui affecte de façon assez marquée les assemblages du type de celui qui est montré sur la figure 7.20, où l'effet de levier jour un rôle important[7.25].

L'imprécision des méthodes d'analyse développées pour les assemblages en acier est particulièrement significative pour les alliages caractérisés par une forte pente d'écrouissage et les assemblages dont l'épaisseur de la plaque boulonnée favorise l'effet de levier (figure 7.21c). Il a été démontré que la méthode de la référence [7.26], qui s'apparente à celle qui a été présentée à la section précédente, peut être utilisée pour les assemblages en alliages d'aluminium en remplaçant l'équation (7.52) par l'équation suivante dans laquelle $\varphi_u = 0{,}75$:

$$M_r = \phi_u \frac{s\,t^2}{4k} F_u \geq M_f \tag{7.58}$$

Tel qu'illustré sur la figure 7.23a, la variable k est égale à 1,0 pour un matériau élasto-plastique parfait (écrouissage nul et ductilité infinie) et $k = 1{,}5$ pour un matériau parfaitement élastique. Puisque l'aluminium se situe entre ces deux limites, mais plus près du modèle élasto-plastique que du modèle élastique, des valeurs de k de l'ordre de 1,0 à 1,3 devraient permettre de simuler la plupart des alliages. *L'utilisation de* $k = 1{,}2$ *semblerait acceptable, comme solution pratique, pour le moment.*

Les auteurs de la référence [7.25] présentent une équation pour le calcul de k, dont les paramètres sont encore un peu lourds à manipuler pour une utilisation pratique. Le facteur qui influence le plus la valeur de k est l'écrouissage. Les autres sont la ductilité, la géométrie du profilé en T, l'épaisseur de l'aile et la rigidité relative de l'aile et du boulon. L'influence de certains de ces paramètres est, entre autres, définie par les variables α et δ dans le modèle nord-américain.

En considérant l'équation (7.58), les équations (7.53) à (7.56) prennent les valeurs suivantes :

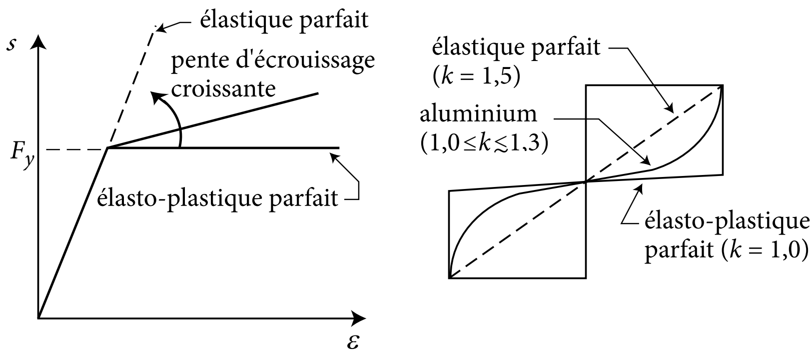
$$t \geq \sqrt{\frac{4\,k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,F_u\,(1+\alpha\delta)}} \tag{7.59}$$

$$t_{min} = \sqrt{\frac{4k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,F_u\,(1+\delta)}}\,, \quad \text{pour } \alpha = 1{,}0 \tag{7.60}$$

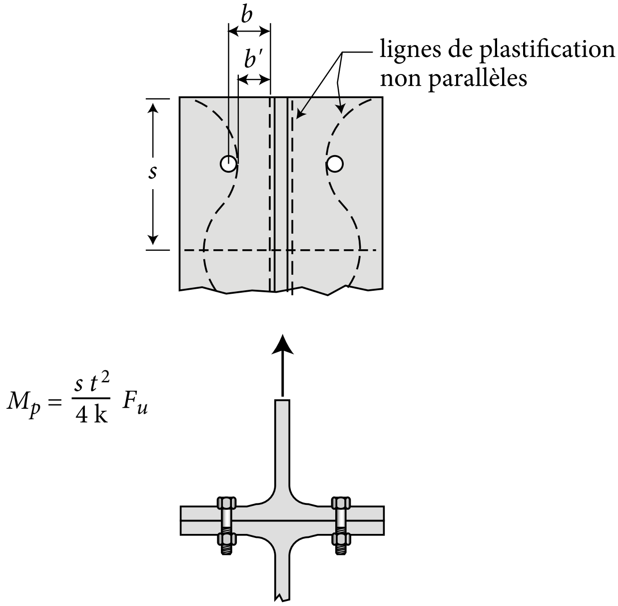
$$t_{max} = \sqrt{\frac{4k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,F_u}}\,, \quad \text{pour } \alpha = 0 \tag{7.61}$$

$$\alpha = \frac{1}{\delta}\left[\frac{4k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,t_r^2\,F_u} - 1\right] \tag{7.62}$$

L'équation (7.57) demeure inchangée dans sa formulation.



a) Modélisation de la rotule plastique



b) Lignes de plastification observées

FIGURE 7.23 Adaptation de la méthode de calcul de l'effet de levier aux assemblages en aluminium

7.8.5 Calcul des assemblages concentriques en traction

Pour le calcul des assemblages concentriques en traction, on admet que l'effort pondéré total (P_f), qui sollicite l'assemblage est également réparti entre tous les boulons. La force de traction apparente dans chaque boulon, sans l'effet de levier, est donc égale à $F_f = P_f / n$. L'effet de levier produit une force de traction additionnelle égale à Q (voir les figures 7.20 et 7.22). La force de traction apparente dans chaque boulon est donc égale à :

$$T_f = F_f + Q = \frac{P_f}{n} + Q \tag{7.63}$$

En appliquant la règle fondamentale du calcul aux états limites ($T_r \geq T_f$), on obtient l'équation suivante :

$$n \geq \frac{P_f}{T_r - Q} \tag{7.64}$$

On note que l'effet de levier fait augmenter le nombre de boulons. La valeur de n peut être connue avant de commencer les calculs, compte tenu des restrictions géométriques imposées par les pièces à assembler. Dans ce cas, il s'agit de choisir pour les boulons un diamètre qui va permettre de satisfaire l'équation (7.64).

Les exemples 7.4 et 7.5 de la section 7.13 illustrent le calcul de l'effet de levier.

7.9 ASSEMBLAGES CONCENTRIQUES EN TRACTION ET EN CISAILLEMENT

7.9.1 Assemblages par contact

L'assemblage montré sur la figure 7.2d est un assemblage concentrique en traction et en cisaillement. Dans ce type d'assemblage, l'effort total (P_f) passe par le centre de gravité du groupe de boulons, mais il n'est ni parallèle ni perpendiculaire à l'axe des boulons. Par conséquent, l'assemblage est soumis à un effort tranchant concentrique égal à $P_f \sin\theta$, et à un effort de traction concentrique égal à$P_f \cos\theta$, où θ est l'angle entre la ligne d'action de l'effort total et l'axe des boulons. En raison de la présence d'un effort de traction, les assemblages concentriques en traction et en cisaillement requièrent l'utilisation de boulons.

Pour le calcul de ce type d'assemblages, on admet que l'effort tranchant et l'effort de traction sont également répartis entre les boulons. Ainsi l'effort tranchant pondéré dans un boulon est égal à :

$$V_f = \frac{P_f \sin\theta}{n} \tag{7.65}$$

S'il y a un effet de levier, l'effort de traction pondéré dans un boulon, incluant l'effet de levier, est égal à :

$$T_f = \frac{P_f \cos\theta}{n} + Q = F_f + Q \tag{7.66}$$

On note que dans ce type d'assemblage, la valeur de F_f pour le calcul de l'effet de levier [équations (7.57) et (7.60) à (7.62)] est égale à $P_f \cos\theta / n$.

L'interaction entre le cisaillement et la traction est évaluée à l'aide des équations (7.14) ou (7.15).

Si on introduit les équations (7.65) et (7.66) dans l'équation (7.14), il n'est pas possible d'obtenir une équation simple pour le calcul du nombre de boulons. Pour une estimation préliminaire du nombre de boulons, on peut d'abord négliger l'effet de levier. Dans ce cas, en introduisant (7.65) et (7.66) avec $Q = 0$ dans l'équation (7.14), on obtient :

$$n \geq \sqrt{\left(\frac{P_f \sin\theta}{V_r}\right)^2 + \left(\frac{P_f \cos\theta}{T_r}\right)^2} \tag{7.67}$$

Si le nombre de boulons est inconnu, les étapes du calcul sont les suivantes :

- estimation du nombre de boulons avec l'équation (7.67) ;
- calcul de l'épaisseur de la paroi fléchie de la pièce de transfert et de l'effet de levier avec les équations (7.57) et (7.60) à (7.62) où $F_f = P_f \cos\theta / n$;
- calcul de V_f et T_f avec (7.65) et (7.66) ;
- vérification de l'équation (7.14).

Si des limitations géométriques font en sorte que la dimension et le nombre de boulons sont connus, l'équation (7.67) est inutile et seules les trois dernières étapes du calcul sont nécessaires.

7.9.2 Assemblages antiglissement

L'effort normal de traction réduit l'état de précontrainte dans l'assemblage et, en conséquence, la résistance au glissement. Si un assemblage concentrique en traction et en cisaillement doit être antiglissement (cas particulier), le nombre de boulons requis par l'état limite de glissement peut être *largement supérieur* à celui qui est requis par l'état limite ultime.

Soit V et T, l'effort tranchant et l'effort normal sollicitant un boulon en service, et P_s la charge de service ou charge d'utilisation totale sollicitant l'assemblage. On a donc :

$$V = \frac{P_s \sin\theta}{n} \tag{7.68}$$

$$T = \frac{P_s \cos\theta}{n} \tag{7.69}$$

Si on introduit ces deux équations dans l'équation (7.24), on obtient une équation pour calculer le nombre de boulons requis par l'état limite de glissement.

$$n \geq \frac{P_s \sin\theta}{V_s} + \frac{1{,}9\, P_s \cos\theta}{A_b\, F_{ub}} \tag{7.70}$$

Le calcul d'un assemblage concentrique en traction et en cisaillement est présenté à l'exemple 7.4 de la section 7.13.

7.10 ASSEMBLAGES EXCENTRIQUES EN TRACTION

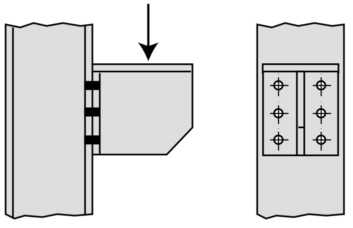
7.10.1 Caractéristiques des assemblages

Il est rare qu'un assemblage soit uniquement excentrique en traction. Généralement, l'assemblage est concentrique en cisaillement et excentrique en traction, c'est-à-dire qu'il est soumis à un effort tranchant concentrique qui produit du cisaillement dans les boulons et à un moment fléchissant qui produit de la traction dans les boulons. Le moment fléchissant peut résulter d'un effort normal (figure 7.2e), ou résulter directement de l'excentricité de la charge appliquée (figure 7.2f).

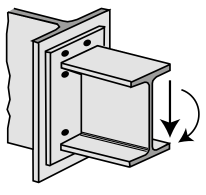
La principale difficulté du calcul de ce type d'assemblages consiste à déterminer la traction dans les boulons produite par le moment de flexion. À cette fin, on peut utiliser une analyse élastique ou une analyse à l'état limite ultime. Seule la méthode d'analyse élastique sera présentée dans cette section. Pour des méthodes plus raffinées ou plus appropriées à des assemblages particuliers, il faudra se référer à d'autres ouvrages[7.9, 7.21]. Pour les assemblages excentriques en traction, il n'existe pas de méthode générale d'analyse comme celles qui sont présentées à la section 7.7 pour les assemblages excentriques en cisaillement.

La plupart des travaux de recherche sur les assemblages excentriques en traction ont porté sur des assemblages par plaque d'extrémité en acier, utilisés pour relier une poutre à l'aile d'un poteau (figure 7.24). Cet assemblage est réalisé en soudant,

Pont de Montmerle dans la région de Lyon, France. Structure suspendue constituée de pièces boulonnées en aluminium PHOTO: DENIS BEAULIEU à l'extrémité de la poutre, une plaque perpendiculaire à l'âme et percée de trous permettant sa fixation au poteau par boulonnage. Du côté de l'aile en traction de la poutre, la plaque peut être prolongée de manière à installer une file de boulons à l'extérieur de l'aile pour donner plus de rigidité à l'assemblage (figure 7.24b). Puisque ce dernier type d'assemblage est peu utilisé dans les charpentes d'aluminium, il ne sera pas étudié dans cette section (voir la référence [7.21] pour la méthode d'analyse de ces assemblages).



a) Assemblage de rigidité moyenne



b) Assemblage rigide

FIGURE 7.24 Exemples d'assemblage par plaque d'extrémité

7.10.2 Analyse élastique

Il convient d'abord de noter que le comportement des assemblages des figures 7.2e et f ne peut pas être décrit par les mêmes équations parce que l'excentricité L doit être mesurée perpendiculairement à l'axe des boulons sur la figure 7.2e alors qu'elle doit être mesurée parallèlement à l'axe des boulons sur la figure 7.2f. D'ailleurs, sur la figure 7.2f, l'angle θ qui définit l'orientation de l'effort P_f par rapport à l'axe des boulons est égal à 90 degrés et on a $M_f = P_f L$ et $V_f = P_f / n$. Sur la figure 7.2e, quand $\theta = 90$ degrés, on a $M_f = 0$ et $V_f = P_f / n$. Les efforts M_f et V_f représentent le moment de flexion sollicitant le groupe de boulons et l'effort tranchant dans chaque boulon, respectivement. Autrement dit, le moment de flexion dans l'assemblage de la figure 7.2e résulte de l'excentricité de l'effort normal alors que l'effort normal est nul dans l'assemblage de la figure 7.2f.

L'hypothèse fondamentale du calcul élastique est la suivante : le moment fléchissant pondéré sollicitant le groupe de boulons est insuffisant pour vaincre la précontrainte, c'est-à-dire produire la séparation des pièces assemblées. Cette hypothèse est satisfaite si on limite l'effort de traction apparente produit par les charges externes dans le boulon le plus sollicité (T_f) à une valeur inférieure à la traction minimale de serrage (T_o). Tel qu'expliqué à la section 7.4.1, cette hypothèse fondamentale de l'analyse élastique est automatiquement satisfaite parce que $T_f \leq T_r < T_o$.

Ainsi, pour que la méthode élastique puisse être appliquée, il faut que les boulons de l'assemblage soient à serrage contrôlé.

Les équations de calcul sont présentées pour le groupe de boulons montré sur la figure 7.25. Puisque les pièces en contact ne se séparent pas, le moment de flexion produit une variation linéaire des contraintes sur la surface de contact dont les dimensions sont B et D. L'axe neutre de cette distribution des contraintes est situé au centre de gravité de la surface de contact, qui coïncide avec le centre de gravité des boulons, de manière à avoir un état de compression uniforme sur la surface de contact. La compression est due au serrage contrôlé des boulons (précontrainte centrée).

Dans ce qui suit, T_f représente l'effort de traction pondéré dans le (ou les) boulon le plus sollicité, c'est-à-dire le plus éloigné du centre de gravité. Pour un assemblage comme celui de la figure 7.2e, cet effort de traction est donné par l'équation suivante, où $M_f = (P_f \cos\theta)\, L$:

$$T_f = \left(\frac{12 M_f\, r_m}{B D^3}\right) A_t + \frac{P_f \cos\theta}{n} + Q \leq T_r \tag{7.71}$$

Pour un assemblage comme celui de la figure 7.2f, on obtient l'équation suivante, où $M_f = P_f L$:

$$T_f = \left(\frac{12 M_f\, r_m}{B D^3}\right) A_t + Q \leq T_r \tag{7.72}$$

Dans les équations (7.71) et (7.72), A_t représente l'aire tributaire du boulon le plus sollicité, et Q , l'effet de levier. Dans ces équations, le terme entre parenthèses représente la contrainte normale, obtenue d'une équation bien connue de la résistance des matériaux.

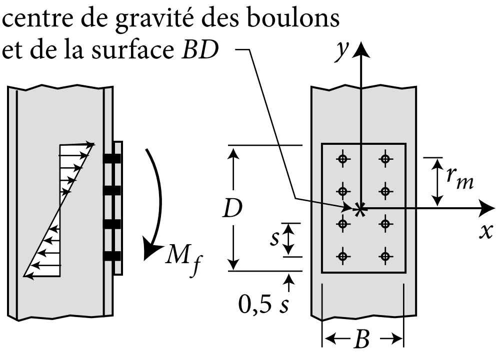


FIGURE 7.25 Analyse élastique d'un assemblage excentrique en traction

Pour utiliser l'équation (7.71) ou (7.72), on doit connaître les dimensions $B \times D$ de la pièce de transfert et l'effet de levier. Comme le nombre de boulons doit être connu avant de choisir la pièce de transfert, il est préférable d'avoir une autre équation de calcul. Les équations suivantes considèrent la surface des boulons plutôt que la surface de contact. De plus, comme elles sont utilisées pour les calculs de dimensionnement, on néglige l'effet de levier qui sera considéré dans les calculs de vérification.

Pour un assemblage comme celui de la figure 7.2e, l'effort de traction approximatif dans le boulon le plus sollicité est donné par :

$$T_f = \left(\frac{M_f\, r_m}{I}\right) A_b + \frac{P_f \cos\theta}{n} \tag{7.73}$$

Pour un assemblage comme celui de la figure 7.2f, on obtient :

$$T_f = \left(\frac{M_f\, r_m}{I}\right) A_b \tag{7.74}$$

Dans ces équations, A_b est l'aire nominale d'un boulon et I, le moment d'inertie du groupe de boulons par rapport à l'axe de flexion (axe x sur la figure 7.25). Si n_x représente le nombre de files de boulons parallèles à l'axe x, on démontre facilement que :

$$I = \frac{n\, A_b\, s^2\, (n_x^2 - 1)}{12} = R\, A_b \tag{7.75}$$

Cette équation n'est valide que si les distances entre les files de boulons parallèles à l'axe x sont constantes et égales à s, et si toutes les files ont le même nombre de boulons.

Selon l'équation (7.75), la constante géométrique de l'assemblage est donnée par :

$$R = \frac{n\,s^2}{12}\,(n_x^2 - 1) \tag{7.76}$$

Si on introduit l'équation (7.75) dans (7.73) et (7.74), on obtient :

$$T_f = \frac{M_f\, r_m}{R} + \frac{P_f \cos\theta}{n} \tag{7.77}$$

$$T_f = \frac{M_f\, r_m}{R} \tag{7.78}$$

Ces deux équations donnent des valeurs *conservatrices* de T_f en comparaison de celles obtenues de (7.71) et (7.72) ave $Q = 0$. Elles sont quand même suffisamment précises pour le dimensionnement.

La méthode de calcul élastique, proposée pour les assemblages excentriques en traction, comprend les étapes suivantes :

- choix du nombre de boulons et de l'arrangement géométrique, en tenant compte du fait que le paramètre D est très significatif;
- calcul approximatif de T_f avec l'équation (7.77) ou (7.78) et choix du diamètre des boulons;
- calcul de l'épaisseur minimale de la paroi boulonnée avec l'équation (7.60);
- calcul des paramètres géométriques b' et a', du paramètre α avec (7.62), et de l'effet de levier avec (7.57);
- vérification de l'équation (7.71) ou (7.72).

Le calcul d'un assemblage excentrique en traction est présenté à l'exemple 7.5 de la section 7.13.

7.11 ASSEMBLAGES VISSÉS

7.11.1 Caractéristiques des vis et états limites

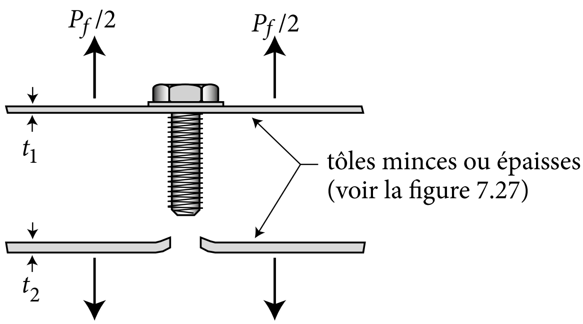
Les vis sont disponibles dans une grande variété de dimensions, de formes, de propriétés et de conditions de livraison. Elles peuvent être en alliage d'aluminium dont les plus courants sont les alliages 2024-T4 (F_u = 427 MPa), 7075-T73 (F_u = 470 MPa), 6082 (F_u = 310 MPa) et 5056A, ou en acier (galvanisé, cadmié ou inoxydable)[7.7, 7.8]. Les modèles les plus utilisés sont les vis autoforeuses (vis qui perforent les plaques et créent les filets ; voir la figure 7.1d) et les vis autotaraudeuses (vis qui créent les filets lorsqu'elles sont insérées dans un trou déjà perforé).

Puisque les vis sont filetées sur toute la longueur de leur tige, la résistance à la traction et la résistance au cisaillement sont calculées à fonds de filets (équations 7.7, 7.8 et 7.13 dans lesquelles ϕ_y est remplacé par ϕ_s = 0,5; voir le tableau 3.4). Le filetage des vis est régi par des standards, comme c'est le cas pour les boulons (voir le tableau 7.3). Les « vis-machine » peuvent avoir un filetage grossier UNC (Unified National Coarse Thread Series) ou fin UNF (Unified National Fine Thread Series). Un exemple de vis-machine est présenté sur la figure 7.26. Les vis à « feuilles métalliques », communément appelées « vis à tôles », ont un filetage beaucoup plus ouvert, comme en témoigne la figure 7.1d. On les identifie comme vis ST (Spaced Thread Screws), c'est-à-dire vis à filets espacés. Une mine d'information sur les vis existe sur le web.

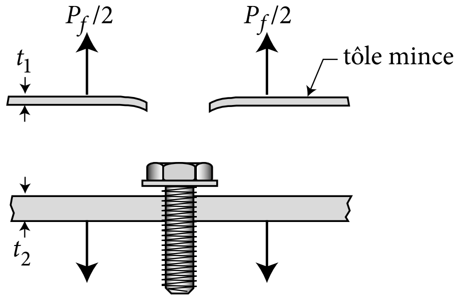
L'édition la plus récente de la référence [7.1] présente pour la première fois des recommandations pour le calcul des assemblages vissés à l'aide de vis autotaraudeuses dans les structures d'aluminium. Ces recommandations sont empruntées de la référence [7.7] et se limitent aux vis dont le diamètre nominal se situe entre 4,17 et 6,35 mm (vis no 8, 10, 12 et ¼). Les autres diamètres de vis peuvent être utilisés, mais le concepteur devra utiliser une approche rationnelle de calcul ou procéder à des essais en laboratoire pour en valider l'utilisation.

Dans la présente section, on présentera un aperçu des principales recommandations de la référence [7.1]. Le lecteur devra se référer à la norme pour compléter les tableaux et y trouver plus d'information sur les assemblages vissés[7.7, 7.27, 7.32 à 7.35]. Plusieurs états limites y sont reconnus :

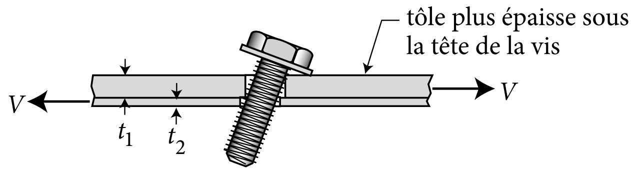
- la résistance en traction des vis (équations 7.7 et 7.8 modifiées);
- la résistance en cisaillement des vis (équation 7.13 modifiée);
- la résistance des tôles à la pression diamétrale (équations 7.25 et 7.26 ou 7.28 et 7.29 modifiées);
- la résistance des tôles sur la section brute (équation 4.26);
- la rupture des tôles sur la section nette (équation 4.28);
- l'arrachement des vis (figures 7.26a et 7.27);
- le déboutonnage de la plaque en contact avec la tête de la vis (figure 7.26b);
- l'inclinaison des vis sous l'action des tôles cisaillées (figure 7.26c).



a) Arrachement de la vis



b) Déboutonnage de la plaque en contact avec la tête de la vis



c) Inclinaison de la vis

FIGURE 7.26 Trois modes de rupture des assemblages vissés

7.11.2 Trous de vis

La disposition des vis dans les assemblages suit essentiellement les mêmes règles que pour les boulons et les rivets. Voir à cet effet la figure 7.4 de la section 7.2.3.

Le diamètre nominal des trous non filetés destinés aux vis ne doit pas dépasser le diamètre nominal de la vis de plus de 1,6 mm. Par contre, le diamètre nominal des trous appelés à être taraudés subséquemment par les vis ne doit pas dépasser le diamètre donné aux tableaux 7.7 et 7.8.

TABLEAU 7.7* Diamètre des trous, d_o, pour les vis à tôles** (types AB, B, BP)***

Taille de vis (mm)	Épaisseur du métal mm	Diamètre du trou mm	Taille de mèche
8 (4,17)	0,76	2,95	32
	1,22	3,25	30
	1,91	3,56	28
	3,18	3,73	26
	4,11 à 9,53	3,86	24
10 (4,83)	0,91	3,66	27
	5,08 à 9,53	4,22	19
12 (5,49)	1,22	4,09	20
	5,08 à 9,53	4,21	9
¼ (6,35)	1,52	5,05	8
	2,67	5,18	6
	3,43	5,31	4
	4,75	5,41	3
	5,08 à 9,53	5,79	1

*Si l'épaisseur du matériau ne figure pas dans le tableau complet de la référence [7.1], il faut utiliser l'épaisseur inférieure suivante

**Plusieurs autres valeurs sont présentées dans la référence [7.1]

***Consulter internet pour les différents types de vis

TABLEAU 7.8* Diamètre des trous, d_o, pour les vis UNC et UNF** (types C, D, F et T)***

		Épaisseur du métal, mm					
Taille de vis	**Pas (p) Filets/ mm**	**0,05**	**0,083**	**0,125**	**4,763**	**7,94**	**12,7**
		Diamètre du trou, mm					
8-32	1,26	3,45	3,45	3,57	3,73	3,8	-
10-24	0,94	3,8	3,91	4,04	4,22	4,39	-
12-24	0,94	-	4,57	4,70	4,85	5,05	5,05
¼-20	0,79	-	5,22	5,41	5,61	5,79	5,79

*Si l'épaisseur du matériau ne figure pas dans le tableau complet de la référence [7.1], il faut utiliser l'épaisseur inférieure suivante

**Plusieurs autres valeurs sont présentées dans la référence [7.1]

***Consulter internet pour les différents types de vis

Note : le deuxième chiffre de la *taille de vis* indique le nombre de filets/po

7.11.3 Arrachement des vis

Une étude expérimentale impliquant plusieurs chercheurs a été effectuée sur plusieurs centaines d'assemblages vissés en aluminium et a permis d'élaborer les recommandations suivantes pour tenir compte de la résistance des assemblages à l'arrachement des vis[7.27]. Des tôles minces, des tôles d'épaisseur moyenne et des tôles épaisses ont été étudiées dans les essais. Des vis-machine en acier ont été utilisées pour relier les tôles épaisses et des vis à tôles en acier ont servi à relier les tôles minces (figure 7.27).

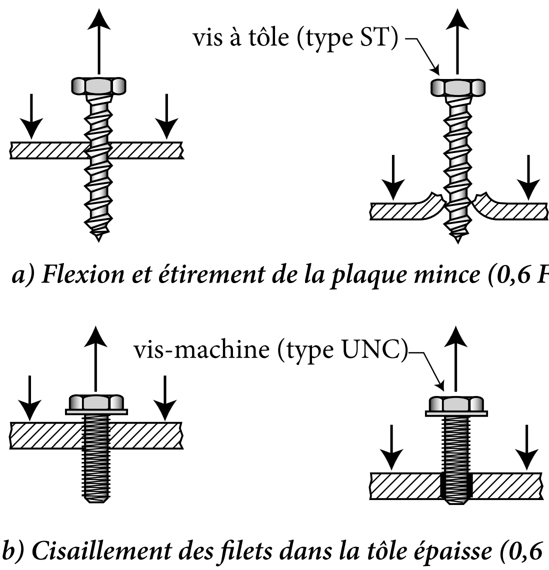


FIGURE 7.27 Modes de rupture par arrachement des vis observés lors d'essais en laboratoire

Le mode de rupture par arrachement des vis, observé au cours des essais, correspond à une flexion circonférentielle et à une déformation des tôles minces à la limite de cisaillement élastique ($0{,}6\,F_y$), tel qu'illustré sur la figure 7.27a. Le mode de rupture qui caractérise les tôles épaisses est plutôt le cisaillement à la rupture des filets ($0{,}6\,F_u$) dans les tôles d'aluminium (foirage des filets; figure 7.27b). Pour les tôles d'épaisseur intermédiaire, on observe une transition entre ces deux extrêmes.

a) Tôles minces

pour les vis UNC et UNF ($1{,}5 < L_e \leq 3$ mm)

pour les vis ST ($1{,}0 < L_e \leq 2/p$)

$$T_r = \phi_s\ K_s\ d\, L_e F_{y2} \tag{7.79}$$

où ϕ_s = 0,5 pour les vis[7.7], mais peut être aussi faible que 0,35 dans la référence [7.7]

$K_s = 1{,}01$ pour les vis UNC et UNF $(1{,}5 \le L_e \le 2$ mm)
pour les vis ST $(1 \le L_e \le 2$ mm)

$K_s = 1{,}20$ pour les vis UNC et UNF $(2 < L_e \le 3$ mm)
pour les vis ST $(2 < L_e \le 2/p)$

$d =$ le diamètre nominal de la vis

$L_e =$ la profondeur de pénétration des filets de la vis dans la tôle d'épaisseur t_2 (la tôle qui n'est pas en contact avec la tête de la vis; voir la figure 7.26), à l'exclusion de la pointe foreuse ou taraudeuse (voir la figure 7.1d).

$F_{y2} =$ la limite élastique de la plaque d'épaisseur t_2, qui n'est pas en contact avec la tête de la vis

$p =$ nombre de filets par unité de longueur de vis (filets/pouce dans le système impérial et filets/mm dans le système métrique; voir les tableaux 7.3, 7.8 et 7.9)

b) Tôles épaisses

- Pour les vis UNC $(6{,}3 \le L_e \le 10 \text{ mm})$

$$T_r = \phi_s\ 0{,}58\, A_{sn} L_e\, F_{y2} \tag{7.80}$$

où $A_{sn} =$ l'aire des filets internes cisaillés par unité de profondeur de pénétration de la vis dans la tôle d'épaisseur t_2 (mm²/mm; voir le tableau 7.9)[7.28]

$F_{u2} =$ la contrainte de rupture de la plaque d'épaisseur t_2, qui n'est pas en contact avec la tête de la vis

- Pour les vis ST $(4/p \le L_e \le 8 \text{ mm})$

$$T_r = \phi_s\ 1{,}63\, d\, L_e\, F_{u2} \tag{7.81}$$

c) Tôles d'épaisseur intermédiaire

- Pour les vis UNC et UNF $(3 < L_e < 6{,}3$ mm)

$$T_r = \phi_s \left[1{,}2d\, F_{y2}\,(6{,}3 - L_e) + 1{,}16\, A_{sn}\, F_{u2}\,(L_e - 3)\right] \tag{7.82}$$

- Pour les vis ST $(2/p < L_e < 4/p)$

$$T_r = \phi_s \left[1{,}2d\, F_{y2}\,(4/p - L_e) + 3{,}26d\, F_{u2}\,(L_e - 2/p)\right] \tag{7.83}$$

Les références [7.1] et [7.7] présentent aussi une équation pour le calcul en arrachement des vis vissées dans des fentes.

7.11.4 Déboutonnage (ou retrait) de la plaque en contact avec la tête de la vis

Cet état limite est illustré sur la figure 7.26b pour une vis à tête non noyée. L'équation suivante est proposée pour en évaluer l'importance[7.1, 7.7] :

$$T_r = \phi_s\, C\, t_1\, (d_w - d_o)\, F_{u1} \tag{7.84}$$

où $C =$ un coefficient qui dépend de la position de la vis; $C = 0{,}7$ pour une vis située dans la partie supérieure d'une tôle ondulée et $C = 1{,}0$ pour une vis située dans la partie inférieure

$t_1 =$ l'épaisseur nominale de la tôle en contact avec la tête de la vis ou la rondelle (voir la figure 7.26)

$d_w =$ la plus grande valeur entre le diamètre nominal de la rondelle et le diamètre de la tête de la vis ($d_w < 16$ mm)

$d_o =$ le diamètre nominal du trou percé dans la plaque d'épaisseur t_1

$F_{u1} =$ la contrainte de rupture de la plaque d'épaisseur t_1

Les références [7.1] et [7.7] présentent d'autres équations pour des cas spécifiques d'assemblages vissés, dont ceux où les vis sont à tête noyée (voir la figure 7.6c pour une illustration de tête noyée).

7.11.5 Inclinaison de la vis

Lorsque la tôle en contact avec la tête de la vis possède une épaisseur supérieure à celle de l'autre tôle ($t_1 / t_2 > 1{,}0$), la vis sollicitée en cisaillement est susceptible de s'incliner, tel qu'illustré sur la figure 7.26c. La résistance de l'assemblage au cisaillement est alors donnée par l'équation suivante, dans laquelle tous les termes ont déjà été définis :

$$V_r = \phi_s\; 4{,}2 \sqrt{t_2^3\, d}\; F_{u2} \tag{7.85}$$

Si $t_2 > t_1$, l'inclinaison n'est pas un état limite.

7.11.6 Résistance pondérée des vis en traction

La résistance pondérée des vis en traction ou, si l'on préfère, de l'assemblage vissé en traction est obtenue en retenant la plus petite des valeurs de résistance suivantes[7.1, 7.7]:

- la résistance en traction des vis en aluminium, évaluée à l'aide de l'équation suivante qui s'apparente à l'équation (7.7) :

$$T_r = 0{,}8\, \phi_s\, (0{,}75\, A_s) F_{us} \tag{7.86}$$

où A_s = aire nominale de la vis, mm^2

F_{us} = résistance ultime à la traction de la vis

= 470 MPa pour les vis 7075-T73

= 427 MPa pour les vis 2024-T4

La dimension nominale des vis à fond de filet (d_n) est considérée constante et égale à 0,75d, qui est une valeur moyenne pour les vis considérées (0,72d < $d_n \leq$ 0,79d).

Les équations (7.86) et (7.87) sont spécifiques aux vis en aluminium, selon les références [7.1] et [7.7]. La question qui se pose est qu'en est-il des vis en acier galvanisé ou en acier inoxydable? Doit-on conserver le coefficient 0,8 = 1/1,25 dans ces cas? La question a été posée et il semble que ce coefficient soit appelé à disparaître dans une prochaine édition de la référence [7.7]. Il semblerait aussi qu'il ait été utilisé dans le passé pour réduire les valeurs moyennes de résistance qui auraient été considérées au lieu des valeurs minimales de résistance.

- l'arrachement des vis (équations 7.79 à 7.83);
- le déboutonnage de la plaque en contact avec la tête de la vis (équation 7.84).

On s'assure que la tête de la vis ou la rondelle, si une rondelle est utilisée, possède un diamètre (d_w) supérieur à 8 mm. Les rondelles doivent posséder une épaisseur supérieure ou égale à 1,3 mm[7.1,7.7].

7.11.7 Résistance pondérée des vis en cisaillement

La résistance pondérée des vis ou de l'assemblage vissé en cisaillement est obtenue en retenant la plus petite des valeurs de résistance suivantes[7.1, 7.7] :

- la résistance en cisaillement des vis en aluminium, évaluée à l'aide de l'équation suivante qui s'apparente à l'équation (7.13) :

$$V_r = 0{,}8\ \phi_s (0{,}75\ A_s)(0{,}6\ F_{us}) \qquad (7.87)$$

- la résistance des tôles à la pression diamétrale, à l'aide des équations suivantes qui s'apparentent aux équations (7.25) et (7.26) et (7.28) et (7.29), selon que les assemblages à recouvrement soient raidis ou non, et dans lesquelles t est l'épaisseur nominale de la partie raccordée pour des trous ordinaires et l'épaisseur nominale de la partie raccordée moins la moitié de la profondeur du trou fraisé pour les trous fraisés :

$$V_r = \phi_s\, e\, t\, F_u \leq \phi_s\, 2d\, t\, F_u \qquad (7.88)$$

$$V_r = \phi_s\, e\, (t_1 + t_2)\, \frac{F_u}{4} \leq \phi_s\, d\, (t_1 + t_2)\, \frac{F_u}{2} \qquad (7.89)$$

- l'inclinaison des vis sous l'action des tôles sollicitées en cisaillement (équation 7.85).

Dans les équations (7.88) et (7.89), il aurait semblé plus logique d'utiliser $\phi_u = 0{,}75$, puisque la pression diamétrale est un état limite pour les tôles et non pour les vis. Il a été rapporté que de plus grandes variations de résistance auraient été observées dans les assemblages vissés, comparé aux autres types de connections. Les normes canadienne et américaine restent toutefois silencieuses sur les coefficients de tenue à utiliser dans les équations pour le calcul de la plastification de la section brute (équation 4.26), de la rupture sur la section nette (équation 4.28) et de la rupture en traction et cisaillement des tôles vissées (figure 4.6).

Pour assister le concepteur dans ses calculs, on présente dans le tableau 7.9 la résistance en traction et la résistance en cisaillement des vis de type UNC pour tous les alliages apparaissant au tableau 7.2. Il suffit de multiplier les valeurs du tableau par F_{us} en MPa, pour obtenir les valeurs de résistance en Newtons.

Le calcul d'un assemblage vissé est présenté à l'exemple 7.7 de la section 7.13.

TABLEAU 7.9 Résistance pondérée en traction et en cisaillement des vis de type UNC*

Dimension nominale de la vis (d)		Pas (p)		A_{sn}	T_r / F_{ub}	V_r / F_{ub} ($m = 1$)
Impérial (jauge ou po)	**Métrique (mm)**	**filets/po**	**filets/mm**	**mm²/mm**	**(éq.7.86) (mm²)**	**(éq. 7.87) (mm²)**
4	2,84	40	1,57	5,61	1,9	1,1
5	3,18	40	1,57	6,30	2,4	1,4
6	3,51	32	1,26	7,14	2,9	1,7
8**	4,17	32	1,26	8,48	4,1	2,5
10**	4,83	24	0,94	10,19	5,5	3,3
12**	5,49	24	0,94	11,63	7,1	4,3
1/4**	6,35	20	0,79	13,69	9,5	5,7
5/16	7,94	18	0,71	17,32	14,8	8,9
3/8	9,53	16	0,63	21,03	21,4	12,8

* UNC : Unified National Coarse Thread Series.

** Dimension de vis faisant l'objet de recommandations pour les calculs dans les références [7.1] et [7.7]. Pour les autres dimensions, voir la note à la section 7.11.1.

7.12 AUTRES MODES DE CONNEXION MÉCANIQUE

7.12.1 Introduction

Les caractéristiques et les propriétés mécaniques des connecteurs utilisés pour relier des tôles minces à des pièces en aluminium ou des tôles minces entre elles sont généralement fournies par les manufacturiers (vis, rivets, etc.) ou sont évaluées expérimentalement pour chaque application (soudure de résistance par point, clinchage, collage, par exemple).

Dans la présente section, les principales caractéristiques des connecteurs mécaniques de types spéciaux seront rapidement passées en revue, à titre de complément aux sections qui précèdent et qui traitent principalement des boulons, des rivets et des vis.

Il convient de rappeler que la référence [7.1] ne fournit aucune information particulière sur le calcul des connecteurs autres que les boulons et les rivets, mais qu'elle n'en interdit pas l'usage.

7.12.2 Les rivets spéciaux

En ce qui a trait aux rivets, il suffirait de signaler l'existence d'une multitude de rivets spéciaux qui s'insèrent dans les catégories de rivets déjà présentées, soit les rivets à mater (figure 7.1b), les rivets à sertir ou, si l'on préfère, « boulons à sertir » (figure 7.1c) et les rivets aveugles (figure 7.1e).

Chaque rivet a été développé pour une ou des applications spéciales et chacune des caractéristiques physiques et mécaniques est généralement bien documentée dans les catalogues des manufacturiers. Il convient de rappeler qu'il est essentiel de s'assurer que les valeurs « caractéristiques » de résistance fournies correspondent bien aux valeurs *minimales* obtenues expérimentalement et non aux valeurs moyennes, par exemple. Il est donc essentiel de vérifier que les connecteurs sont certifiés par un organisme de normalisation reconnu, tel ASTM ou CSA, pour n'en nommer que deux.

Les principaux types de rivets spéciaux sont illustrés sur la figure 7.28 et peuvent être classés en quatre grandes catégories : les rivets solides, les rivets tubulaires et semi-tubulaires, les rivets aveugles et les rivets à sertir[7.29]. Il doit y avoir compatibilité entre les alliages des tôles connectées et les rivets lorsque des rivets en aluminium sont utilisés. Le tableau 7.8 présente quelques combinaisons possibles.

TABLEAU 7.10 Compatibilité des séries d'alliages dans les assemblages rivetés[7.29]

Alliage des tôles assemblées	Alliage recommandé pour les rivets
1000	1100
3000	1100, 6061, 6063
5000	5056, 5152, 5154, 6061, 6063
6000	6061, 6063, 6351
2000 et 7000	7025, 2024

La pose des *rivets solides* ou rivets à mater nécessite un accès sur les deux côtés de l’assemblage (figure 7.28a). La tête est formée par pression, à froid, et il existe une multitude de formes de rivets pour autant d’applications (voir aussi la figure 7.1b et la figure 7.6).

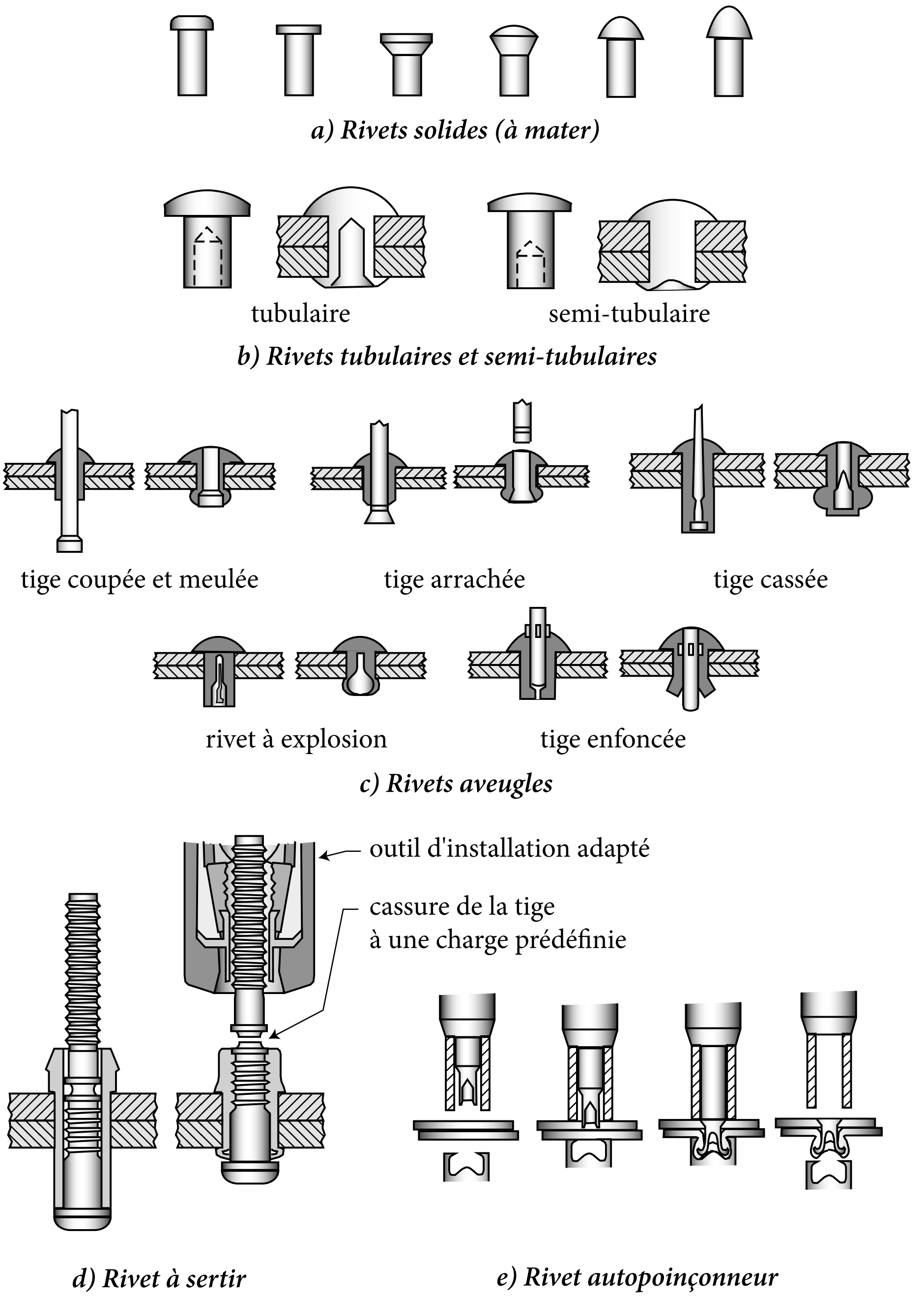


FIGURE 7.28 Rivets spéciaux

Les *rivets tubulaires* et *semi-tubulaires* nécessitent aussi un accès sur les deux côtés de l'assemblage (figure 7.28b). Le rivet tubulaire possède un trou dont la longueur excède son diamètre (d), alors que le rivet semi-tubulaire a un trou de longueur inférieure à 0,7d. Les rivets semi-tubulaires sont plus fréquemment utilisés que les rivets tubulaires dans les applications structurales, pour des raisons évidentes.

Les *rivets aveugles* sont utilisés lorsque les tôles à assembler ne sont accessibles que d'un côté (figure 7.28c). Ils sont généralement fabriqués sur mesure, en fonction des applications, mais le principe est essentiellement le même. La pose est réalisée par traction sur une tige qui déforme le corps du rivet sur la face cachée. La tige est ensuite coupée et meulée sur le côté visible (voir aussi la figure 7.1e). Parfois, la tige est conçue pour passer à travers le rivet ou pour casser d'elle-même à l'intérieur du rivet. Dans certaines applications, on a recours à des rivets à explosion ou des rivets à tige enfoncée.

Les *rivets à sertir* sont installés comme les rivets aveugles, sur un seul côté de l'assemblage, mais leur dimension et la force de serrage induite dans la tige en font des connecteurs mécaniques plus appropriés à des applications structurales, surtout lorsque l'assemblage est appelé à résister à des chocs, des vibrations ou des charges dynamiques (figure 7.28d). Lorsque l'assemblage est accessible des deux côtés, on utilise plutôt des « boulons à sertir » dont la pose s'effectue de façon similaire à celle des rivets à sertir (voir la figure 7.1c).

7.12.3 Les procédés industriels à répétition

Lorsque les conditions s'y prêtent, il est toujours préférable, du point de vue de l'efficacité, d'utiliser des procédés industriels répétitifs, mécanisés, rapides et fiables, pour réaliser des connections entre des tôles ou des pièces d'aluminium. Ces assemblages ont la particularité de contenir plusieurs petites liaisons mécaniques assez rapprochées, appelées *liaisons de couture*. On en distingue plusieurs types dont les principaux sont les rivets à répétition, les rivets à répétition autopoinçonneurs, l'emboutissage et, à la rigueur, le soudage par points[7.6, 7.29].

Le principe du serrage des *rivets à répétition* est l'expansion radiale du fût par l'intermédiaire d'une aiguille de pose réutilisable. Ces rivets ont une résistance mécanique moins importante et ne seront utilisés que pour des assemblages très peu sollicités. Ils peuvent être posés en rivetage automatique à alimentation en continu.

Les *rivets autopoinçonneurs* n'imposent pas de percer les éléments à assembler, tel qu'illustré sur la figure 7.28e. Ces rivets sont conçus de telle manière que seule la tôle supérieure est poinçonnée par le rivet au moment de la pose. Ce dernier est ensuite déformé sur la bouterolle par pression hydraulique. Ces rivets sont alimentés automatiquement, ce qui permet une cadence de pose élevée.

L'*emboutissage*, aussi appelé clinchage, est un assemblage mécanique produit par déformation à froid localisée des tôles à assembler, entre un poinçon et une matrice (voir la figure 7.1g). Comme pour le rivetage, les assemblages sont toujours réalisés par recouvrement. L'emboutissage n'est possible que pour des assemblages dans lesquels des efforts de sollicitation sont exercés en cisaillement.

La plupart des métaux et des alliages nus ou revêtus se prêtent bien à ce mode d'assemblage, à condition d'avoir suffisamment d'allongement pour supporter la déformation imposée par l'emboutissage. Il est possible d'emboutir plusieurs tôles ensemble, dont le total des épaisseurs ne dépasse pas 8 mm.

L'emboutissage est un mode d'assemblage intéressant parce qu'il permet de réaliser :

- des liaisons à température ambiante, et donc d'éviter d'altérer les propriétés des revêtements ou d'affecter localement les propriétés mécaniques, comme c'est le cas lors du soudage;
- des liaisons sans aucune opération préliminaire telle que le perçage effectué avant le rivetage;
- des liaisons entre matériaux différents : un alliage d'aluminium et de l'acier, revêtu ou non, par exemple;
- des liaisons mixtes : collage et emboutissage.

Par contre, l'emboutissage :

- modifie l'aspect de surface en produisant des cavités sur une face et des protubérances sur l'autre;
- nécessite l'accès aux deux côtés de l'assemblage;
- exige un effort important, de plusieurs tonnes, pour la déformation.

Enfin, le *soudage par point*, quelle que soit la technique utilisée (voir le chapitre 8), est aussi considéré comme une liaison de couture, qui se traite et se calcule comme les autres liaisons de couture présentées dans cette section (voir la figure 7.1f).

7.12.4 L'emboîtage

L'un des très grands avantages de l'aluminium est de pouvoir donner aux profilés la forme désirée par le procédé d'extrusion. Il est ainsi possible de concevoir des assemblages qui s'emboîtent ou qui s'enclenchent pour produire la liaison mécanique désirée. Il suffit de donner libre cours à son imagination. La figure 7.29 illustre quelques exemples d'application du procédé d'emboîtage (voir aussi la figure 2.6).

Il est possible d'empêcher les pièces de glisser les unes par rapport aux autres, sous l'effet du cisaillement, en bloquant les pièces à l'aide de connecteurs mécaniques, tels les vis ou les rivets, ou mieux encore, par collage.

7.12.5 Le collage

Le collage est un mode d'assemblage qui connaît un important développement dans de très nombreuses applications[7.6, 7.29, 7.30, 7.31]. Il peut être associé à d'autres modes d'assemblage, par exemple le rivetage, le soudage par point, l'emboutissage ou l'emboîtage.

Par rapport aux autres techniques d'assemblage, il permet :

- d'assembler des matériaux de nature différente : aluminium sur acier, aluminium sur verre, aluminium sur bois, aluminium sur mousse, etc. L'adhésif forme une couche isolante pour empêcher la corrosion galvanique dans les assemblages aluminium-acier;
- de répartir uniformément les contraintes le long du joint collé. Il évite ainsi les concentrations de contraintes, comme il en existe autour des trous de rivetage ou de boulonnage;

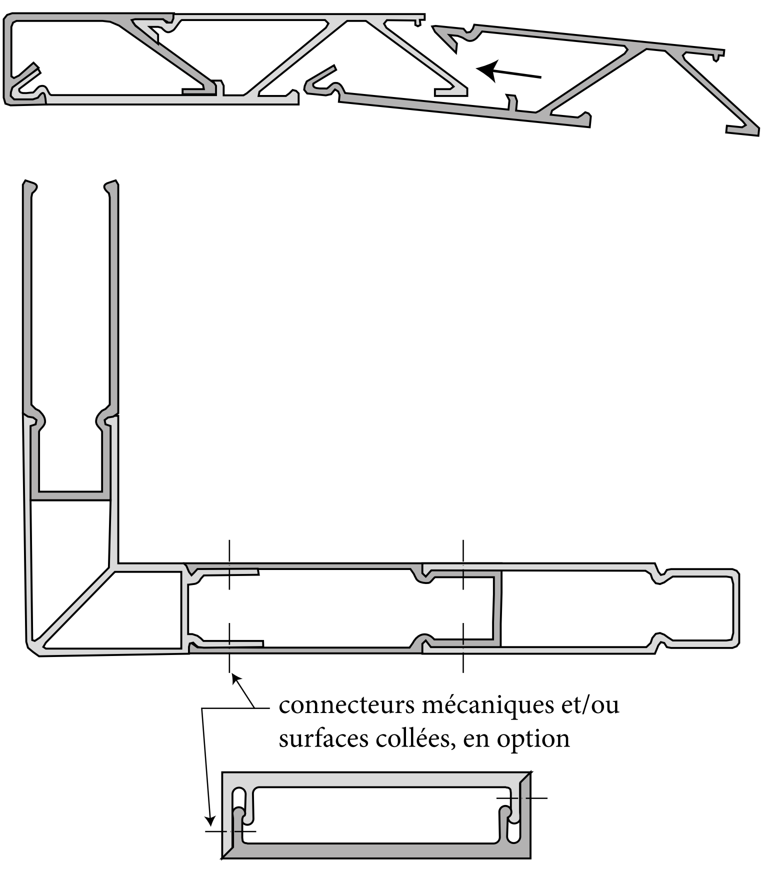


FIGURE 7.29 Exemples d'emboîtage de profilés extrudés

- d'améliorer la tenue en fatigue, puisque les contraintes sont mieux distribuées et que l'amortissement de l'ensemble est plus grand;
- d'augmenter la rigidité tout en réduisant le poids de la structure;
- d'améliorer certaines caractéristiques des structures : l'amortissement des vibrations, donc du bruit, l'étanchéité ainsi que l'esthétique;
- de relier des feuilles très minces comme dans les panneaux en nid d'abeilles;
- d'éliminer les pertes de résistance, les contraintes résiduelles et les distorsions causées par le soudage.

Réalisé à température ambiante, le collage n'affecte pas thermiquement les propriétés des alliages d'aluminium, comme le fait le soudage. La polymérisation, en général au-dessous de 200 °C, peut être faite en même temps que la cuisson des peintures, si la structure collée est aussi peinte.

Cependant, le collage a des limites techniques qui restreignent son champ d'application :

- une tenue en température qui n'excède pas 200 °C, dans la plupart des cas;
- le vieillissement des adhésifs, notamment en milieu humide, qui est encore assez mal connu;
- l'insuffisance de données et de codifications sur la tenue mécanique des assemblages collés;
- un manque flagrant d'experts en la matière et de cours spécialisés sur le collage de l'aluminium ou des métaux en général;
- le coût des équipements spécialisés qui est souvent prohibitif;
- le lien qui nécessite un certain laps de temps avant d'être effectif.

Pour être performant, un collage doit être étudié dès la conception de l'assemblage au bureau d'études et répondre à un cahier des charges précis (en particulier celui de l'environnement).

Il nécessite :

- un choix correct de l'adhésif, en rapport avec les conditions de service;
- une préparation de surface adaptée;
- une surface collée suffisante qui travaillera en cisaillement et/ou en traction, à l'exclusion du pelage.

L'épaisseur du joint de colle doit être également optimisée en fonction du type d'adhésif, selon les indications du fabricant de l'adhésif.

La tenue mécanique d'un joint collé ne dépend pas seulement de l'adhésif et des surfaces collées, mais également de facteurs géométriques tels que l'épaisseur des substrats.

Les préparations de surface conseillées sur l'aluminium sont, par ordre croissant d'efficacité (voir la section 2.7)[7.6] :

- le dégraissage (alcalin par trempage, de préférence);
- le décapage (chimique plutôt que mécanique);
- la conversion chimique (phosphochromique notamment);
- le dépôt de primaire sur dégraissage ou sur conversion qui présente l'avantage de pouvoir être longtemps stocké sans dégradation;
- l'anodisation chromique ou phosphorique. Il faut exclure de coller sur anodisation sulfurique colmatée qui n'assure pas une bonne tenue du joint collé.

Le réglage des conditions de collage est fait à partir d'essais destructifs préliminaires, effectués sur des éprouvettes témoins. L'ensemble des opérations de collage sera mis sous assurance qualité pour prévenir toute dérive : contrôle de la préparation de surface et de l'adhésif avant et après polymérisation.

Les principales familles d'adhésifs sont[7.6] :

- les **époxys mono et bicomposants**, recommandés pour les collages structuraux. Il vieillissent mieux que la plupart des autres familles, et certains d'entre eux permettent de coller sur des surfaces grasses. Il existe une multitude d'adhésifs à base d'époxy et la majorité s'adapte bien au collage structural de l'aluminium;
- les **polyuréthannes bicomposants**, valables pour les grandes surfaces de collage (panneaux sandwich du bâtiment ou du caravaning). Ils conviennent bien aux surfaces primarisées. Ils sont moins chers, mais leurs performances mécaniques sont moindres;
- Les **acryliques renforcés**, qui concurrencent les époxys monocomposants en ce qui concerne les performances mécaniques. Ils ont l'avantage de polymériser à froid en quelques minutes.

Une liste beaucoup plus exhaustive d'adhésifs et une description de leurs propriétés est présentée dans la référence [7.30].

Les points suivants doivent être pris en compte dans le calcul des assemblages collés :

- les joints doivent être spécifiquement conçus pour être collés. Un joint considéré adéquat pour un assemblage mécanique n'est pas forcément adapté au collage;

- la surface à coller doit être maximale;
- le chargement doit être en cisaillement, de préférence. Les charges de traction et de pelage sont à éviter;
- la déformation plastique maximale de l'adhésif ne doit pas être excédée sous chargement statique;
- le fluage doit être pris en compte en augmentant la surface de collage requise;
- les variations de température versus les coefficients de dilatation thermique des pièces assemblées;
- les variations de rigidité des adhésifs en fonction de l'humidité;
- la géométrie du joint doit être optimale. Un joint à recouvrement est de beaucoup préférable à un joint d'extrémité et un joint à double recouvrement est encore meilleur, par exemple. Cet aspect est probablement l'un des plus importants à considérer dans la conception des assemblages collés[7.29]. Quelques exemples sont illustrés sur la figure 7.30.

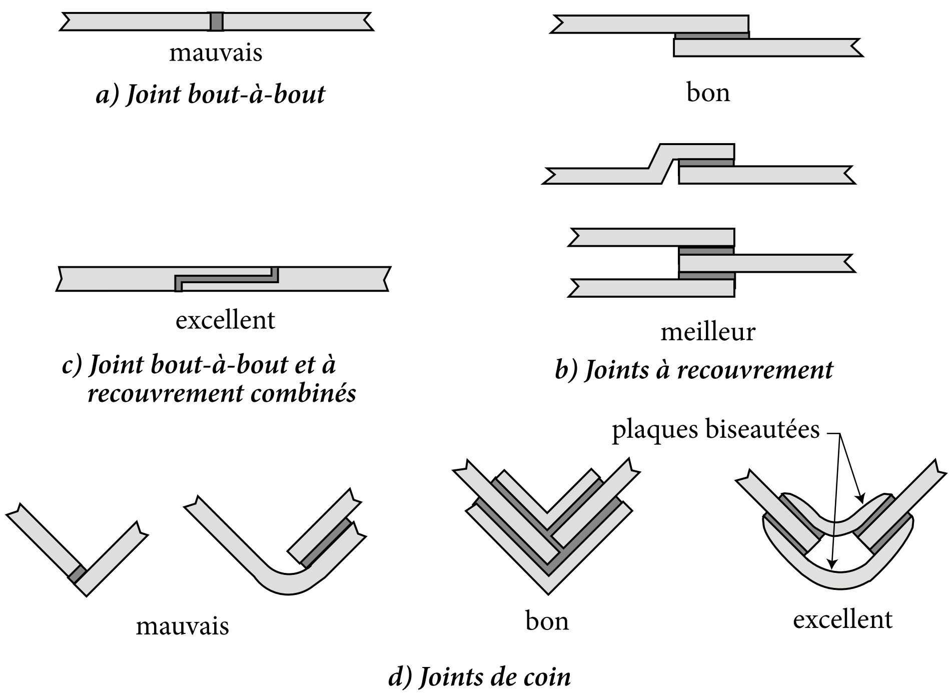


FIGURE 7.30 Exemples de configurations plus ou moins optimales de joints collés

7.13 EXEMPLES DE CALCUL

EXEMPLE 7.1 Assemblage concentrique en cisaillement

Un profilé en C de 100 mm de profondeur doit être connecté à un autre profilé en C de 120 mm de profondeur, de la façon illustrée sur la figure 7.31a. Les profilés sont en alliage d'aluminium 6061-T6.

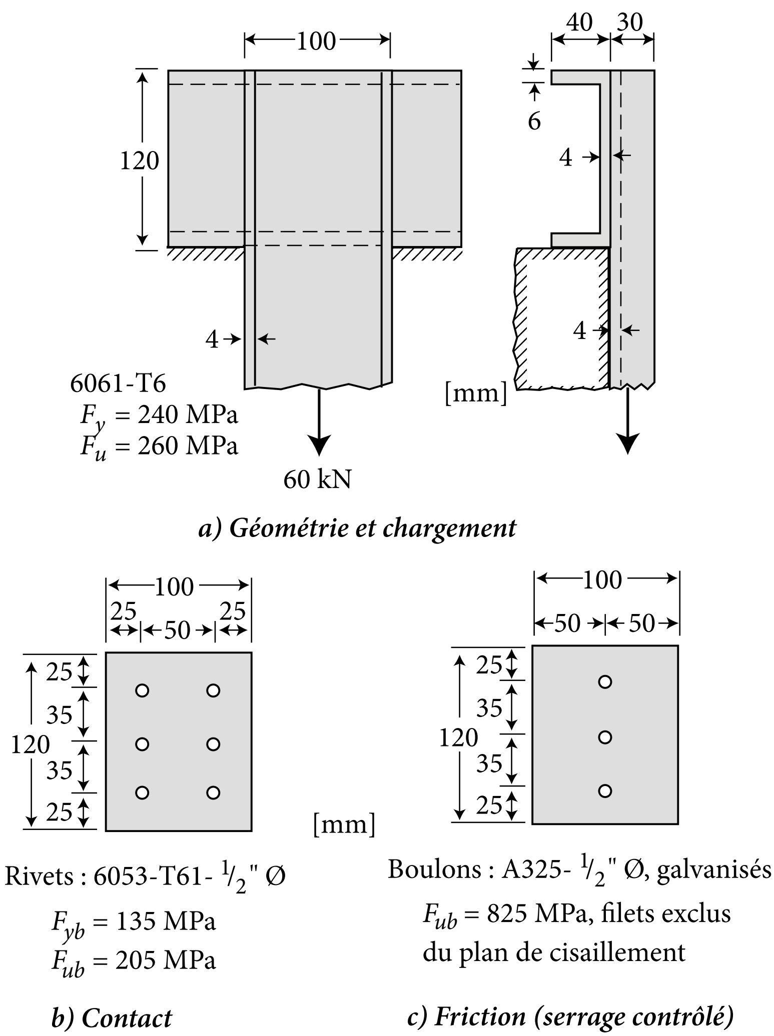


FIGURE 7.31 Assemblage de l'exemple 7.1

a) Déterminer le nombre minimal de rivets de 1/2″ de diamètre, en alliage 6053-T61, requis pour résister à la charge pondérée de 60 kN montrée sur la figure 7.31a.

b) Si on désire réaliser un assemblage antiglissement en utilisant des boulons A325 de 1/2″ de diamètre, en acier galvanisé, combien faut-il placer de boulons sur l'âme du profilé en C de 100 mm de profondeur pour résister à une charge d'utilisation de 40 kN et à une charge pondérée de 60 kN ? Considérer que les filets du boulon sont exclus du plan de cisaillement et qu'une rondelle en acier galvanisé est placée sous la tête du boulon, de même que sous l'écrou. Suivre les recommandations de la référence [7.1] pour les calculs.

c) Comparer les résultats obtenus en (b) à ceux qui découlent des autres recommandations pour le calcul présentées à la section 7.4.3.

SOLUTION

a) Assemblage riveté

- Résistance du rivet en cisaillement

Selon le tableau 7.2, pour l'alliage 6053-T61,

$$F_{yb} = 135 \text{ MPa}$$

$$F_{ub} = 205 \text{ MPa}$$

Le diamètre de 1/2″ respecte les limites d'application indiquées au tableau 7.2.

La résistance en cisaillement est évaluée à l'aide de l'équation (7.12). Selon le tableau 7.4, pour un rivet de 1/2″ de diamètre et $m = 1$.

$$V_r = 51 \times 0{,}205 = 10{,}5 \text{ kN}$$

Pour un assemblage concentrique en cisaillement, le nombre de connecteurs est évalué à l'aide de l'équation (7.31) :

$$n = \frac{60}{10{,}5} = 5{,}7 \text{ rivets} \qquad \text{(éq. 7.31)}$$

- Résistance du rivet à la pression diamétrale

On considère, pour le moment, que $e = 2\,d$. On utilise alors l'équation (7.26) :

$$B_r = \phi_u \, 2\,d\,t\,F_u \qquad \text{(éq. 7.26)}$$

$$B_r = 0{,}75 \times 2 \times 12{,}7 \times 4 \times 0{,}260 = 20 \text{ kN}$$

$$B_r > V_r$$

Six rivets sont donc suffisants pour résister à la charge de 60 kN. On note que la résistance à la pression diamétrale du profilé en C qui sert de support n'est pas critique, puisque l'épaisseur de l'âme est aussi égale à 4 mm et que les bords ne sont pas libres dans l'axe de la charge.

- Disposition des rivets

Écart minimal entre les rivets (figure 7.4) :

$$2{,}5d = 2{,}5 \times 12{,}7 = 32\ \text{mm}$$

Pince longitudinale requise pour satisfaire les calculs précédents :

$$2{,}0d = 2{,}0 \times 12{,}7 = 25\ \text{mm}$$

Il en résulte la disposition montrée sur la figure 7.31b.

- Résistance du profilé en C sur la section nette

$$A_g = \Sigma\, b\ t \qquad \text{(éq. 4.5)}$$

$$A_g = 100 \times 4 + 2(30 - 4)\,4 = 608\ \text{mm}^2$$

$$A_{ne} = A_g - 2d_o\, t \qquad \text{(éq. 4.6)}$$

Puisque $d = 12{,}7$ est supérieur à 12 mm, on utilise l'équation (4.4) pour le calcul du diamètre du trou du rivet.

$$d_o = d + 1{,}2\ \text{mm} \qquad \text{(éq. 4.4)}$$

$$d_o = 12{,}7 + 1{,}2 = 13{,}9\ \text{mm}$$

$$A_{ne} = 608 - 2 \times 13{,}9 \times 4 = 497\ \text{mm}^2$$

Puisque les ailes du profilé en C ne sont pas connectées, la pleine capacité du profilé ne peut être développée et il faudra utiliser l'équation (4.17) pour calculer l'aire nette efficace du profilé, tenant compte de l'excentricité induite par le rivetage de l'âme.

$$A'_{ne} = A_{ne} - \frac{A_f}{2} \qquad \text{(éq. 4.17)}$$

$$A_f = 2(30 - 4)\,4 = 208\ \text{mm}^2$$

$$A'_{ne} = 497 - \frac{208}{2} = 393\ \text{mm}^2$$

La résistance en traction est évaluée à l'aide de l'équation 4.29) :

$$T_r = \phi_u\, A'_{ne}\, \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.29)}$$

$$T_r = 0{,}75 \times 393 \times 0{,}260 = 77\ \text{kN}$$

Cette résistance étant supérieure à la charge pondérée de 60 kN, l'assemblage est acceptable.

Il faut, de plus, vérifier la résistance en traction et cisaillement de la portion rectangulaire de métal inscrite à l'intérieur des six boulons. En se référant à la sous-section 4.4.2, on a :

$$A_n = 2 \text{ x } 0{,}6\ (25+35+35)\ 4 + 50\times 4 - 6\times 13{,}9\times 4$$

$$A_n = 322 \text{ mm}^2$$

Cette aire nette est inférieure à l'aire nette efficace évaluée précédemment (A'_{ne} = 393 mm^2). Par conséquent, elle est plus critique.

Ainsi,

$T_r = 0{,}75 \times 322 \times 0{,}260 = 63 \text{ kN} > 60 \text{ kN}$

L'assemblage est toujours acceptable.

b) Assemblage antiglissement

- Résistance par frottement

Selon le tableau 7.2, pour un boulon A325 en acier galvanisé,

$$F_{ub} = 825 \text{ MPa}$$

On constate que le diamètre de 1/2″ respecte les limites d'application présentées dans le tableau.

$$V_s = 0{,}15m\, A_b\, F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.17)}$$

$$m = 1$$

$$A_b = 127 \text{ mm}^2, \quad \text{selon le tableau 7.1 ou 7.4}$$

$$V_s = 0{,}15 \times 1{,}0 \times 127 \times 0{,}825 = 15{,}7 \text{ kN}$$

$$n = \frac{P_s}{V_s} = \frac{40}{15{,}7} = 2{,}6 \text{ boulons} \qquad \text{(éq. 7.33)}$$

On utilise donc trois boulons qui peuvent être disposés sur une file, tel qu'illustré sur la figure 7.31c.

- Résistance par contact

Le calcul des assemblages antiglissement nécessite que l'état limite ultime correspondant au contact soit aussi vérifié.

Selon le tableau 7.4, pour le boulon de 1/2″ de diamètre avec les filets exclus du plan de cisaillement,

$$V_r = 51 \times 0{,}825 = 42 \text{ kN} \qquad \text{(éq. 7.12)}$$

La résistance à la pression diamétrale demeure inchangée puisque la pince longitudinale (e) est égale à 25 mm, comme dans le cas précédent ($e = 2\,d$).

$$B_r = \phi_u\, 2 d\, t\, F_u = 20\ \text{kN}$$

Cette fois-ci, c'est la pression diamétrale qui est critique. On calcule donc le nombre de boulons requis à l'aide de l'équation (7.32) avec $m = 1$ et $P = 60$ kN (charge pondérée) :

$$n \geq \frac{P}{m\,B_r} = \frac{60}{1{,}0 \times 20} = 3\ \text{boulons} \qquad \text{(éq. 7.32)}$$

- Résistance sur la section nette

Les conditions sur la section nette sont améliorées par rapport au cas précédent puisque l'âme ne contient qu'un seul trou de boulon sur sa section transversale.

$$A_{ne} = 608 - 13{,}9 \times 4 = 552\ \text{mm}^2$$

$$A'_{ne} = 552 - \frac{208}{2} = 448\ \text{mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 448 \times 0{,}260 = 87\ \text{kN} \qquad \text{(éq. 4.29)}$$

Il faut, de plus, vérifier la résistance en cisaillement de la paroi d'âme le long des plans adjacents aux trous de boulons :

$$A_n = 2 \times 0{,}6\,(25 + 35 + 35)4 = 456\ \text{mm}^2$$

$$T_r = 0{,}75 \times 456 \times 0{,}260 = 89\ \text{kN} \qquad \text{(éq. 4.28)}$$

Puisque les résistances calculées sont supérieures à la charge pondérée de 60 kN appliquée, trois boulons disposés tel qu'indiqué sur la figure 7.31c sont suffisants.

c) **Autres recommandations pour la résistance par frottement**

- Recommandations américaines[7.7]

$$V_s = \phi_h\, 0{,}85\ \mu\, m T_o \qquad \text{(éq. 7.18)}$$

où

$$\phi_h = 1{,}0$$

$$\mu = 0{,}5$$

$$m = 1$$

$$T_o = 0{,}525\, A_b\, F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.16)}$$

$$T_o = 0{,}525 \times 127 \times 0{,}825 = 55\ \text{kN}$$

$$V_s = 1{,}0 \times 0{,}85 \times 0{,}5 \times 1{,}0 \times 55 = 23\ \text{kN}$$

$$V_s = 23\ \text{kN} > \frac{P_s}{3} = \frac{40}{3} = 13\ \text{kN}$$

La référence [7.7] est donc plus libérale que la référence [7.1]. La différence est surtout attribuable aux coefficients de friction utilisés : 0,5 comparé à 0,3.

- Recommandations européennes[7.3]

$$V_r = 0{,}8 \mu \, m \, T_o' \qquad \text{(éq. 7.19)}$$

$$V_s = 0{,}9 \mu \, m \, T_o' \qquad \text{(éq. 7.20)}$$

où $m = 1$

$$\mu = 0{,}27 \quad \text{(valeur minimale, selon le tableau 7.6 puisque } \Sigma t = 2 \times 4 = 8 \text{ mm).}$$

$$T_o' = 0{,}525 A_b \, F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.21)}$$

$$T_o' = 0{,}525 \times 127 \times 0{,}825 = 55 \text{ kN}$$

$$V_r = 0{,}8 \times 0{,}27 \times 1{,}0 \times 55 = 12 \text{ kN}$$

$$V_r = 12 \text{ kN} > \frac{P_f}{6} = \frac{60}{6} = 10 \text{ kN}$$

$$V_s = 0{,}9 \times 0{,}27 \times 1{,}0 \times 55 = 13{,}4 \text{ kN}$$

$$V_s = 13{,}4 \text{ kN} > \frac{P_s}{3} = \frac{40}{3} = 13{,}3 \text{ kN}$$

Selon la référence [7.3], trois boulons sont aussi suffisants pour résister par frottement aux charges appliquées.

EXEMPLE 7.2 Assemblage excentrique en cisaillement (pièces en T)

Un segment de profilé en T de 160 mm de longueur sert d'appui à une poutre qui lui impose une charge (P_f) tel qu'illustré sur la figure 7.32a. La pièce est reliée par un boulonnage à un poteau, à l'aide d'un autre segment de profilé en T de 150 mm de longueur, mais de dimensions différentes. La charge P_f est excentrée de 100 mm par rapport à la file de boulons reliant les deux pièces de transfert.

Les profilés extrudés sont en alliage 6061-T6. Les boulons M16 qui relient les pièces de transfert sont en alliage 7075-T73 et ceux qui relient la pièce en T au poteau sont en acier galvanisé de classe A325M. La géométrie et les autres caractéristiques de l'assemblage sont indiquées sur la figure 7.32a.

a) Calculer la capacité de l'assemblage, c'est-à-dire la valeur de la charge (P_f), si on considère que les trois boulons situés sur l'âme du corbeau d'appui sont sollicités de façon concentrique.

b) Reprendre les calculs en considérant l'excentricité de la charge et comparer les différentes méthodes présentées aux sections 7.7.1 à 7.7.3.

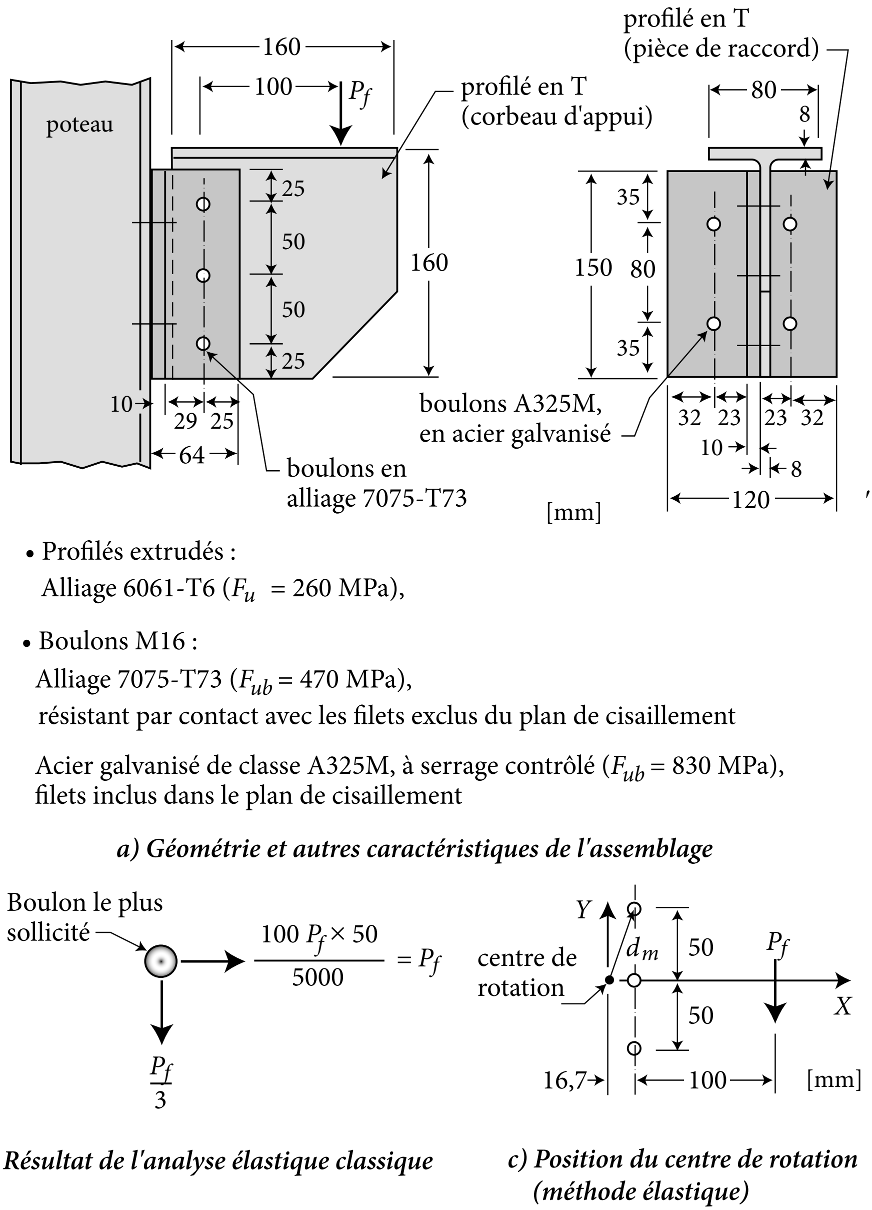


FIGURE 7.32 Assemblage de l'exemple 7.2

SOLUTION

a) Assemblage concentrique en cisaillement

Selon le tableau 7.2, pour l'alliage 7075-T73,

$$F_{yb} = 385 \text{ MPa}$$

$$F_{ub} = 470 \text{ MPa}$$

Le diamètre du boulon M16 se situe à l'intérieur des limites indiquées au tableau.

Selon le tableau 7.4, l'équation (7.12) donne

$$V_r = 81 \times 0{,}470 = 38\,\text{kN}$$

La résistance à la pression diamétrale est évaluée à l'aide de l'équation (7.25) puisque $e < 2d$:

$$e = 25\,\text{mm} < 2d = 2 \times 16 = 32\,\text{mm}$$

$$e > 1{,}5d = 1{,}5 \times 16 = 24\,\text{mm}$$

Les propriétés mécaniques de l'alliage 6061-T6 sont données au tableau 2.7.

$$B_r = \phi_u\, e\, t\, F_u \qquad \text{(éq. 7.25)}$$

$$B_r = 0{,}75 \times 25 \times 10 \times 0{,}260 = 49\,\text{kN}$$

Ainsi, pour trois boulons,

$$P_f = 3V_r = 3 \times 38 = 114\,\text{kN}$$

On peut vérifier que la pression diamétrale de l'autre plaque de l'assemblage n'est pas critique (t = 8 mm).

b) Assemblage excentrique en cisaillement

- Analyse élastique classique

$$M_f = P_f\, e = 100\, P_f \qquad (\text{kN} \cdot \text{mm})$$

Le cisaillement dans le boulon le plus sollicité est donné par l'équation (7.35) :

$$V_f = \sqrt{\left(\frac{P_v}{n} + \frac{M_f\, x_m}{I_o}\right)^2 + \left(\frac{P_h}{n} + \frac{M_f\, y_m}{I_o}\right)^2} \le V_r \qquad \text{(éq. 7.35)}$$

$$I_o = \sum_{i=1}^{3}(x_i^2 + y_i^2) \qquad \text{(éq. 7.36)}$$

$x_i = 0$ pour 3 boulons

$y_i = y_m = \pm 50\,\text{mm}$ pour les 2 boulons les plus éloignés et

$y_i = 0$ pour le boulon central

$$I_o = 2 \times 50^2 = 5000\,\text{mm}^2$$

Avec l'équation (7.37), on obtient :

$$I_o = \frac{n}{12}\left[(n_y^2 - 1)\, g^2 + (n_x^2 - 1)\, s^2\right] \qquad \text{(éq. 7.37)}$$

$$I_o = \frac{3}{12}\left[(1-1)\,0 + (3^2 - 1)\,50^2\right] = 5000 \text{ mm}^2$$

$$n = 3$$

$$x_m = 0$$

$$P_v = P_f$$

$$P_h = 0$$

$$V_f = \sqrt{\left(\frac{P_f}{n}\right)^2 + \left(\frac{100\, P_f\ y_m}{I_o}\right)^2} \leq V_r$$

$$V_f = P_f \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 + \left(\frac{100 \times 50}{5000}\right)^2} \leq 38$$

$$P_f \leq \frac{38}{1{,}05} = 36 \text{ kN}$$

La contribution de la torsion réduit de façon substantielle la résistance de l'assemblage, comme on peut le constater sur la figure 7.32b où sont représentés les efforts qui sollicitent un des deux boulons critiques. Il importe de réduire au minimum l'excentricité de la charge dans ce type d'assemblage.

Analyse élastique

$$c = \frac{I_o}{ne} = \frac{5000}{3 \times 100} = 16{,}7 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 7.40)}$$

La position du centre de rotation est illustrée sur la figure 7.32c.

$$V_{fm} = \frac{P_f\, d_m}{nc} \qquad \text{(éq. 7.41)}$$

$$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} \qquad \text{(voir figure 7.18)}$$

$$d_m = \sqrt{16{,}7^2 + 50^2} = 52{,}7 \text{ mm}$$

Pour $V_{fm} \leq V_r = 38$ kN on a :

$$P_f = \frac{38 n\, c}{d_m} = \frac{38 \times 3 \times 16{,}7}{52{,}7} = 36 \text{ kN}$$

L'analyse élastique donne le même résultat que celui de l'analyse élastique classique puisque la géométrie de l'assemblage est simple.

Analyse à l'état limite ultime

$$P_r = \frac{V_r \sum_{i=1}^{n} d_i}{e + c} \geq P_f \qquad \text{(éq. 7.43)}$$

$$d_i = d_m = 52{,}7 \qquad \text{pour les boulons situés aux extrémités}$$

$$d_i = X_i = 16{,}7 \qquad \text{pour le boulon central}$$

$$P_r = \frac{38\,(2 \times 52{,}7 + 16{,}7)}{100 + 16{,}7} = 40 \text{ kN}$$

Toutefois, le centre de rotation est assez rapproché du boulon central pour que l'on puisse considérer qu'il est situé au centre de ce boulon (voir la section 7.7.3). On obtient alors,

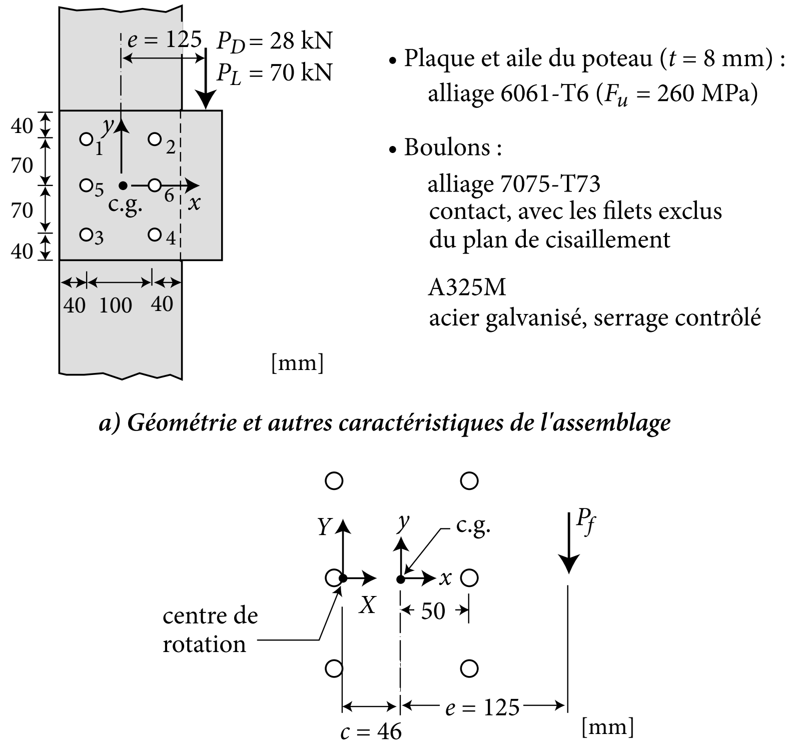
$$P_r = \frac{38\,(2 \times 50)}{100} = 38 \text{ kN} \geq P_f$$

$$P_f \leq 38 \text{ kN}$$

La résistance de l'assemblage qui relie la pièce de raccord au poteau sera vérifiée à l'exemple 7.5. Il s'agit d'un assemblage excentrique en traction.

EXEMPLE 7.3 Assemblage excentrique en cisaillement (plaque)

On désire relier une plaque en alliage 6061-T6 de 8 mm d'épaisseur à l'aile d'un poteau de même épaisseur à l'aide de six boulons disposés sur deux files verticales, tel qu'illustré sur la figure 7.33. Une charge excentrée de 125 mm sollicite l'assemblage.



a) Géométrie et autres caractéristiques de l'assemblage

b) Position du centre de rotation

FIGURE 7.33 Assemblage de l'exemple 7.3

On demande de calculer le diamètre minimal des connecteurs,

a) en considérant des boulons en alliage 7075-T73 résistant par contact et en négligeant l'excentricité de la charge (filets exclus du plan de cisaillement);

b) en considérant les mêmes boulons qu'en (a), mais en tenant compte de l'excentricité de la charge, et en utilisant chacune des méthodes de calcul présentées dans les sections 7.7.1 à 7.7.3;

c) en considérant un assemblage antiglissement réalisé à l'aide de boulons galvanisés de classe A325M.

SOLUTION

a) Assemblage concentrique en cisaillement

On simplifie la discussion en considérant un coefficient de pondération de la charge permanente égal à 1,25 et un coefficient de pondération de la charge vive égal à 1,5.

$$P_f = (1{,}25 \times 28) + (1{,}5 \times 70) = 140 \text{ kN}$$

Selon le tableau 7.2, pour l'alliage 7075-T73,

$$F_{yb} = 385\ \text{MPa}$$

$$F_{ub} = 470\ \text{MPa}$$

Puisque les filets sont exclus du plan de cisaillement, on utilise l'équation (7.12).

$$V_r = \phi_f\, m\, A_b\,(0{,}6F_{ub}) \geq \frac{P_f}{6} \qquad \text{(éq. 7.12)}$$

$$m = 1$$

$$A_b \geq \frac{P_f}{6\phi_f\,(0{,}6F_{ub})} = \frac{140}{6 \times 0{,}67 \times 0{,}6 \times 0{,}470} = 124\ \text{mm}^2$$

En utilisant le tableau 7.1 ou 7.4, on choisit des boulons de 1/2″ (12,7 mm) de diamètre (A_b = 127 mm²).

$$V_r = 51 \times 0{,}470 = 24\ \text{kN} \qquad \text{(tableau 7.4)}$$

On vérifie ensuite la résistance à la pression diamétrale.

$$e = 40\ \text{mm} > 2d = 2 \times 12{,}7 = 25{,}4\ \text{mm}$$

$$B_r = \phi_u\, 2d\, t\, F_u \qquad \text{(éq. 7.26)}$$

$$B_r = 0{,}75 \times 2 \times 12{,}7 \times 8 \times 0{,}260$$

$$B_r = 40\ \text{kN}$$

La résistance à la pression diamétrale n'est pas critique.

b) Assemblage excentrique en cisaillement

Analyse élastique classique

Selon les figures 7.33 et 7.16, $n_x = 3$, $n_y = 2$ et $n = 2 \times 3 = 6$ boulons.

$$M_f = P_f\, e = 140 \times 125 = 17\,500\ \text{kN} \cdot \text{mm}$$

Avant d'utiliser l'équation (7.35), il faut calculer la constante géométrique de l'assemblage (I_o) donnée par l'équation (7.36). Avec la numérotation des boulons indiquée sur la figure 7.33, on a :

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = \sqrt{50^2 + 70^2} = 86\ \text{mm}$$

$$r_5 = r_6 = 50\ \text{mm}$$

$$I_o = \Sigma\, r_i^2 = 4 \times 86^2 + 2 \times 50^2 = 34\,600\ \text{mm}^2$$

Avec l'équation (7.37), on obtient le même résultat :

$$I_o = \frac{6}{12}\left[(2^2 - 1)100^2 + (3^2 - 1)70^2\right] \qquad \text{(éq.7.37)}$$

$$I_o = 34\,600 \text{ mm}^2$$

L'équation (7.35) donne, pour $P_v = 140$ kN et $P_h = 0$:

$$V_f = \sqrt{\left(\frac{P_v}{n} + \frac{M_f\, x_m}{I_o}\right)^2 + \left(\frac{P_h}{n} + \frac{M_f\, y_m}{I_o}\right)^2} \leq V_r \qquad \text{(éq. 7.35)}$$

$$V_f = \sqrt{\left(\frac{140}{6} + \frac{17\,500 \times 50}{34\,600}\right)^2 + \left(0 + \frac{17\,500 \times 70}{34\,600}\right)^2} \leq V_r$$

$$V_f = 60 \text{ kN} \leq V_r$$

V_r est donné pour équation (7.12) avec $m = 1$

$$V_r = \phi_f\, A_b\,(0{,}6 F_{ub}) \qquad \text{(éq. 7.12)}$$

$$A_b \geq \frac{60}{0{,}67 \times 0{,}6 \times 0{,}470} = 318 \text{ mm}^2$$

Selon le tableau 7.4, les boulons M20, à la rigueur, peuvent être adéquats (A_b = 314 mm^2).

On vérifie à nouveau la pression diamétrale :

$$e = 40 \text{ mm} = 2d = 2 \times 20 = 40 \text{ mm}$$

$$B_r = 0{,}75 \times 2 \times 20 \times 8 \times 0{,}260 = 62 \text{ kN} > 60 \text{ kN} \qquad \text{(éq.7.26)}$$

On peut estimer, à l'aide de l'équation (7.39) et de la courbe de la figure 7.17, le nombre de boulons M20 qu'une analyse à l'état limite ultime exigerait :

$$n = \frac{100 P_f}{(100 - p_r)\, V_r} \qquad \text{(éq. 7.39)}$$

$$V_r = 126 \times 0{,}470 = 59 \text{ kN} \qquad \text{(tableau 7.4)}$$

$$r_m = 86 \text{ mm} \qquad \text{calculé précédemment}$$

$$\frac{e}{r_m} = \frac{125}{86} = 1{,}45$$

Sur la figure 7.17, on obtient $p_r \approx 60\%$.

$$n \approx \frac{100 \times 140}{(100 - 60) \times 59} = 5{,}93 \text{ boulons}$$

Six boulons devraient suffire. On vérifiera plus loin la précision de cet estimé.

Analyse élastique

$$c = \frac{I_o}{ne} = \frac{34\,600}{6 \times 125} = 46 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 7.40)}$$

La position du centre de rotation est illustrée sur la figure 7.33b.

$$V_{fm} = \frac{P_f\, d_m}{nc} \qquad \text{(éq. 7.41)}$$

$$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} \qquad \text{(boulon 2 ou 4)}$$

$$d_m = \sqrt{(46 + 50)^2 + 70^2} = 119 \text{ mm}$$

$$V_{fm} = \frac{140 \times 119}{6 \times 46} = 60{,}4 \text{ kN}$$

Ce résultat est le même que précédemment. Par conséquent, six boulons M20 suffisent.

Analyse à l'état limite ultime

$$P_r = \frac{V_r \sum_{i=1}^{n} d_i}{e + c} \geq P_f \qquad \text{(éq. 7.43)}$$

Puisque le centre de rotation est situé près du boulon 5, on suppose qu'il coïncide avec le centre géométrique du boulon. Ainsi,

$$d_1 = d_3 = 70 \text{ mm}$$

$$d_5 = 0 \text{ mm}$$

$$d_6 = 100 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_4 = \sqrt{100^2 + 70^2} = 122 \text{ mm}$$

$$\sum_{i=1}^{n} d_i = 2 \times 70 + 100 + 2 \times 122 = 484 \text{ mm}$$

$$V_r \geq \frac{P_f\,(e + c)}{\Sigma\, d_i} = \frac{140\,(125 + 50)}{484} = 51 \text{ kN}$$

$$A_b \geq \frac{51}{\phi_f\; 0{,}6 F_{ub}} \qquad \text{(éq. 7.12)}$$

$$A_b \geq \frac{51}{0{,}67 \times 0{,}6 \times 0{,}470} = 270 \text{ mm}^2$$

On réalise, en examinant le tableau 7.4, que six boulons de 3/4″ de diamètre pourraient alors suffire ($A_b = 285$ mm^2).

$$V_r = 115 \times 0{,}470 = 54 \text{ kN}$$

c) Assemblage antiglissement

La charge non pondérée (P_s) est égale à :

$$P_s = 28 + 70 = 98 \text{ kN}$$

Le centre de rotation est le même que celui de la méthode à l'état limite ultime. Ainsi,

$$c = 50 \text{ mm}$$

$$P_s = \frac{V_s \sum_{i=1}^{n} d_i}{e + c} \qquad \text{(éq. 7.47)}$$

$$V_s = \frac{P_s\,(e + c)}{\Sigma\, d_i} = \frac{98\,(125 + 50)}{484} = 35{,}4 \text{ kN}$$

La résistance au glissement (V_s) est donnée par l'équation (7.17), avec $m = 1$:

$$V_s = 0{,}15\, A_b\, F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.17)}$$

Selon le tableau 7.2, pour un boulon A325M en acier galvanisé, $F_{ub} = 830$ MPa.

$$A_b \geq \frac{35{,}4}{0{,}15 \times 0{,}830} = 284 \text{ mm}^2$$

Le tableau 7.4 indique que six boulons A325M de 3/4″ (19 mm) de diamètre ($A_b =$ 285 mm^2), à serrage contrôlé, permettent de développer le frottement requis pour résister à la charge non pondérée (P_s) de 98 kN.

Une fois que le glissement se produit, les boulons A325M doivent aussi pouvoir résister par contact à la charge pondérée $P_f = 140$ kN. En supposant que les filets sont exclus du plan de cisaillement, le tableau nous permet de poser l'équation suivante :

$$V_r = 115 \times 0{,}830 = 96 \text{ kN}$$

Selon l'analyse à l'état limite ultime,

$$V_r \geq \frac{P_f\,(e + c)}{\Sigma\, d_i} = 51 \text{ kN}$$

Toutefois, il faut aussi vérifier la résistance à la pression diamétrale qui risque parfois de contrôler lorsqu'on utilise des boulons en acier à haute résistance. En effet, il faut réaliser que les boulons en acier sont résistants, mais que les plaques sont toujours en aluminium.

$$e = 40\,\text{mm} > 2d = 2 \times 19 = 38\,\text{mm}$$

$$B_r = 0{,}75 \times 2 \times 19 \times 8 \times 0{,}260 = 59\,\text{kN} \qquad \text{(éq. 7.26)}$$

$$B_r > 51\,\text{kN}$$

EXEMPLE 7.4 Assemblage concentrique en traction et en cisaillement

Une plaque en aluminium est raccordée à un profilé en I à l'aide d'une paire de cornières et de quatre boulons A325M galvanisés, tel que montré sur la figure 7.34.

a) Il s'agit de calculer le diamètre des boulons requis et de faire le choix de l'épaisseur des cornières de façon à ce que l'assemblage puisse résister par contact aux charges sollicitant la plaque.

   La plaque est en alliage 6061-T6 et les cornières sont en alliage 6351-T6.

b) Vérifier si la dimension et le nombre de boulons obtenus en (a) sont suffisants pour satisfaire l'état limite de glissement sous les charges d'utilisation, en supposant que les boulons sont installés avec serrage contrôlé et que la préparation des surfaces en contact est adéquate.

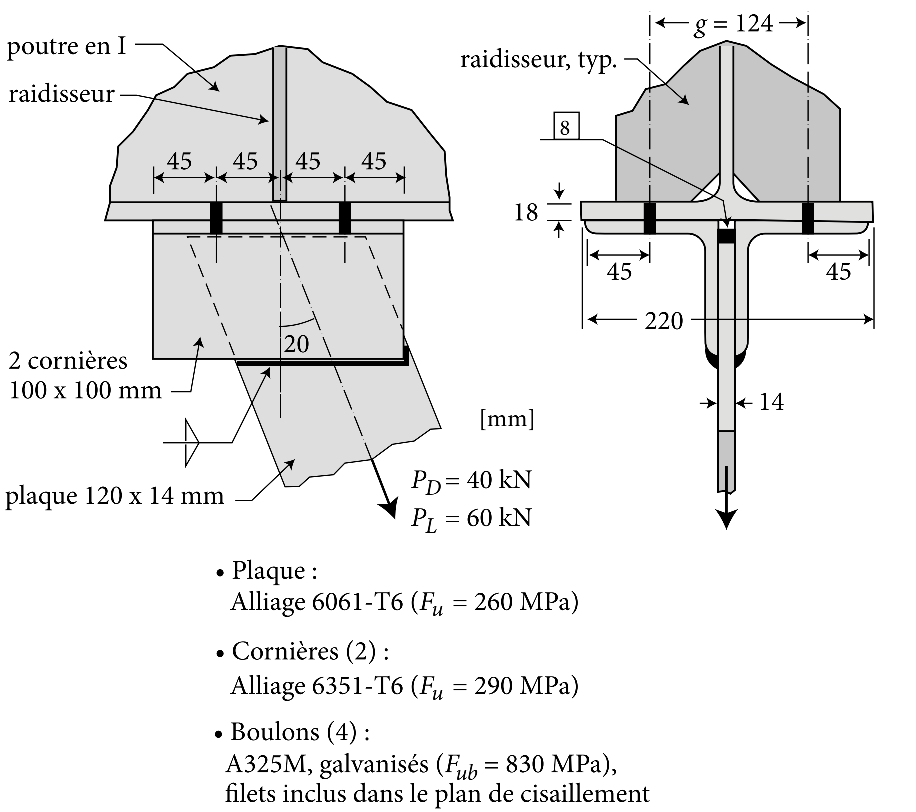


FIGURE 7.34 Assemblage de l'exemple 7.4

SOLUTION

a) **Assemblage par contact**

- Calcul de la dimension des boulons.

On simplifie la discussion en considérant un coefficient de pondération de la charge permanente égal à 1,25 et un coefficient de pondération de la charge vive égal à 1,5.

$$P_f = (1{,}25 \times 40) + (1{,}5 \times 60) = 140 \text{ kN}$$

En négligeant l'effet de levier (Q), pour le moment, l'effort tranchant et l'effort normal sollicitant un boulon sont respectivement égaux à :

$$V_f = \frac{P_f \sin\theta}{n} = \frac{140 \sin 20^\circ}{4} = 12 \text{ kN} \qquad \text{(éq. 7.65)}$$

$$T_f = \frac{P_f \cos\theta}{n} = \frac{140 \cos 20^\circ}{4} = 33 \text{ kN} \qquad \text{(éq.7.66)}$$

Le diamètre des boulons est obtenu en utilisant ces valeurs dans l'équation (7.14) :

$$\left(\frac{V_f}{V_r}\right)^2 + \left(\frac{T_f}{T_r}\right)^2 \leq 1{,}0 \qquad \text{(éq. 7.14)}$$

Puisque les filets sont inclus dans le plan de cisaillement, on utilise l'équation (7.13) pour le calcul de V_r :

$$V_r = \phi_f \, m\,(0{,}75\,A_b)\,(0{,}6 F_{ub}) \qquad \text{(éq. 7.13)}$$

$$V_r = 0{,}67 \times 1{,}0\,(0{,}75 \text{ A}_b)\,(0{,}6 \times 0{,}830)$$

$$V_r = 0{,}25 A_b \text{ kN}$$

$$T_r = \phi_f \; 0{,}75 A_b \; F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.7)}$$

$$T_r = 0{,}67 \times 0{,}75 A_b \times 0{,}830$$

$$T_r = 0{,}42 A_b \text{ kN}$$

$$A_b \geq \sqrt{\left(\frac{12}{0{,}25}\right)^2 + \left(\frac{33}{0{,}42}\right)^2} = 92 \text{ mm}^2$$

On sélectionne des boulons de 1/2" (12,7 mm) de diamètre dans le tableau 7.1 ou 7.4 (A_b = 127 mm^2). Ces boulons possèdent une réserve de capacité pour résister à l'effet de levier.

- Choix des cornières

Puisque l'extrémité de la plaque est reliée aux cornières par un cordon de soudure, les deux cornières se comportent comme le profilé en T montré sur la figure 7.20. On peut donc utiliser les équations (7.57) et (7.60) à (7.62) avec $F_f = P_f \cos\theta / n = 33$ kN.

En se référant aux figures 7.22 et 7.34,

$$s = 2 \times 45 = 90 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{s - d_o}{s} \qquad \text{(éq. 7.48)}$$

où $d_o = d + 1{,}5$ mm, puisque $d > 12$ mm (équation 4.2)

$$d_o = 12{,}7 + 1{,}5 = 14{,}2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{90 - 14{,}2}{90} = 0{,}84$$

On suppose, pour le moment, une épaisseur (t) égale à 10 mm pour la cornière, de façon à estimer les valeurs de a, b, a' et b'.

$$b \approx 100 - 10 - 45 = 45 \text{ mm}$$

$$a = 45 \text{ mm} < 1{,}25b$$

$$b' = b - 0{,}5d = 45 - 0{,}5 \times 12{,}7 = 38{,}7 \text{ mm}$$

$$a' = a + 0{,}5d = 45 + 0{,}5 \times 12{,}7 = 51{,}4 \text{ mm}$$

Les épaisseurs minimales et maximales de l'aile des cornières sont évaluées à l'aide des équations (7.60) et (7.61) avec $k = 1{,}2$, tel que recommandé dans la section 7.8.4.

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,F_u\,(1+\delta)}} \qquad \text{(éq. 7.60)}$$

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4 \times 1{,}2 \times 33 \times 38{,}7}{0{,}75 \times 90 \times 0{,}290\,(1 + 0{,}84)}} = 13 \text{ mm}$$

$$t_{\max} = \sqrt{\frac{4k\,F_f\,b'}{\phi_u\,s\,F_u}} \qquad \text{(éq. 7.61)}$$

$$t_{\max} = \sqrt{\frac{4 \times 1{,}2 \times 33 \times 38{,}7}{0{,}75 \times 90 \times 0{,}290}} = 18 \text{ mm}$$

On utilise $t_{\min} = 13$ mm. Ainsi, $t_r = t_{\min} = 13$ mm et α, donné par l'équation (7.62), est égal à 1,0.

- Prise en compte de l'effet de levier

L'effet de levier est évalué à l'aide de l'équation (7.57).

On reprend les calculs de b et de b' avec cette nouvelle épaisseur de cornière, pour obtenir b = 42 mm et b' = 35,7 mm. Les dimensions a et a' demeurent inchangées.

$$Q = F_f \left(\frac{\alpha\,\delta}{1+\alpha\,\delta}\right)\left(\frac{b'}{a'}\right) \qquad \text{(éq. 7.57)}$$

$$Q = 33\left(\frac{1{,}0 \times 0{,}84}{1+0{,}84}\right)\left(\frac{35{,}7}{51{,}4}\right)$$

$$Q = 10{,}5 \text{ kN}$$

$$V_f = \frac{P_f \sin\theta}{n} = \frac{140 \sin 20°}{4} = 12 \text{ kN} \quad \text{inchangé} \qquad \text{(éq. 7.65)}$$

$$T_f = \frac{P_f \cos\theta}{n} + Q = \frac{140 \cos 20°}{4} + 10{,}5 = 43{,}5 \text{ kN} \qquad \text{(éq. 7.66)}$$

Il ne reste plus qu'à vérifier l'équation (7.14) avec la nouvelle valeur de T_f.

$$\left(\frac{V_f}{V_r}\right)^2 + \left(\frac{T_f}{T_r}\right)^2 \le 1{,}0 \qquad \text{(éq. 7.14)}$$

Pour un boulon de 1/2″, selon le tableau 7.4 et les calculs précédents,

$$V_r = 0{,}25\,A_b = 0{,}25 \times 127 = 32 \text{ kN}$$

ou encore,

$$V_r = 38\,F_{ub} = 38 \times 0{,}83 = 32 \text{ kN}$$

$$T_r = 0{,}42\,A_b = 0{,}42 \times 127 = 53 \text{ kN}$$

ou encore,

$$T_r = 64\,F_{ub} = 64 \times 0{,}830 = 53 \text{ kN}$$

$$\left(\frac{12}{32}\right)^2 + \left(\frac{43{,}5}{53}\right)^2 = 0{,}82 < 1{,}0$$

Quatre boulons A325M de 12,7 mm de diamètre sont suffisants pour résister aux charges qui sollicitent l'assemblage.

b) Assemblage antiglissement

$$P_s = 40 + 60 = 100 \text{ kN}$$

$$n \geq \frac{P_s \sin\theta}{V_s} + \frac{1{,}9\,P_s \cos\theta}{A_b\,F_{ub}} \qquad \text{(éq. 7.70)}$$

$$V_s = 0{,}15m\,A_b\,F_{ub} \qquad \text{(éq. 7.17)}$$

$$V_s = 0{,}15 \times 1{,}0 \times 127 \times 0{,}830 = 15{,}8 \text{ kN}$$

$$n \geq \frac{100 \sin 20°}{15{,}8} + \frac{1{,}9 \times 100 \cos 20°}{127 \times 0{,}830}$$

$$n \geq 2{,}2 + 1{,}7 = 3{,}9$$

Quatre boulons A325M de 12,7 mm de diamètre, à serrage contrôlé, sont suffisants pour satisfaire l'état limite de glissement.

EXEMPLE 7.5 Assemblage excentrique en traction

On demande de vérifier que l'assemblage à quatre boulons qui relie la pièce de raccord en forme de T au poteau de l'exemple 7.2 (figure 7.32) possède une capacité suffisante pour résister à la charge minimale (P_f) obtenue à l'exemple 7.2 ($P_f = 36$ kN, selon l'analyse élastique).

Pour satisfaire l'hypothèse fondamentale de la théorie élastique pour le calcul des assemblages excentriques en traction, énoncée à la section 7.10.2, il faut que les boulons de l'assemblage soient à serrage contrôlé. On utilisera donc des boulons A325M, en acier galvanisé, de dimension M16 ($F_{ub} = 830$ MPa).

SOLUTION

Résistance sans effet de levier

Pour démarrer les calculs, on néglige l'effet de levier et on évalue, à l'aide de l'équation (7.78), l'effort de traction pondéré (T_f) dans chacun des boulons les plus sollicités, soit les deux boulons situés dans la partie supérieure de l'assemblage.

$$T_f = \frac{M_f\,r_m}{R} \qquad \text{(éq. 7.78)}$$

où

$$R = \frac{n\,s^2}{12}(n_x^2 - 1) \qquad \text{(éq. 7.76)}$$

Le paramètre n_x représente le nombre de files de boulons parallèles à l'axe de flexion (axe x sur la figure 7.25) et r_m est la distance séparant les boulons les plus sollicités du centre de gravité des boulons. Ainsi, selon la figure 7.32,

$$n_x = 2$$

$$r_m = 40\ \text{mm}$$

$$s \approx \frac{150}{2} = 75\ \text{mm}$$

$$n = 4$$

$$M_f = (100 + 29 + 10)\, P_f = 139\, P_f$$

$$M_f = 139 \times 36 = 5004\ \text{kN} \cdot \text{mm}$$

Dans ce type d'assemblage, l'excentricité est généralement égale à la distance séparant le centre géométrique des boulons situés sur l'âme de la poutre et la face verticale du poteau (39 mm pour l'assemblage de la figure 7.32). Toutefois, on fait l'hypothèse que les trois boulons sur l'âme du corbeau d'appui transmettent intégralement la charge P_f excentrée de 139 mm aux boulons reliant le corbeau d'appui à la face du poteau, dans le cas présent.

$$R = \frac{4 \times 75^2}{12}(2^2 - 1) = 5625\ \text{mm}^2$$

$$T_f = \frac{5004 \times 40}{5625} = 36\ \text{kN}$$

Effet de levier

Pour vérifier si l'épaisseur de l'aile du profilé en T est suffisante pour développer l'effet de levier, on considère l'effet de levier dans les boulons les plus sollicités. On utilise donc l'équation (7.60) avec la charge maximale calculée précédemment dans un boulon ($F_f = T_f = 36$ kN).

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4k\, F_f\, b'}{\phi_u\, s\, F_u\, (1 + \delta)}} \qquad \text{(éq. 7.60)}$$

$k = 1{,}2$, tel que recommandé à la section 7.8.4

$$\phi_u = 0{,}75$$

$$F_u = 260\ \text{MPa}$$

Les autres paramètres sont calculés en considérant la géométrie de l'assemblage, telle que définie sur les figures 7.22 et 7.32.

$$b' = b - 0.5d$$

$$b' = 23 - 0,5 \times 16 = 15 \text{ mm}$$

$$s = 75 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{s - d_o}{s}$$

où $d_o = d + 1,5 \text{ mm}$, puisque $d > 12 \text{ mm}$ (éq. 4.2)

$$d_o = 16 + 1,5 = 17,5 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{75 - 17,5}{75} = 0,77$$

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4 \times 1,2 \times 36 \times 15}{0,75 \times 75 \times 0,260(1 + 0,77)}}$$

$$t_{\min} = 10 \text{ mm}$$

L'épaisseur de l'aile du T correspond exactement à $t_{\min}$. Ainsi, $\alpha = 1,0$ (équations 7.60 et 7.62).

L'effet de levier est évalué à l'aide de l'équation (7.57) :

$$Q = F_f \left(\frac{\alpha\,\delta}{1 + \alpha\,\delta}\right)\left(\frac{b'}{a'}\right) \qquad \text{(éq. 7.57)}$$

Selon la figure 7.32,

$$a = 32 \text{ mm} > 1,25b = 1,25 \times 23 = 29 \text{ mm}$$

On utilise donc $a = 29$ mm, tel que recommandé à la section 7.8.3.

$$a' = a + 0,5d = 29 + 0,5 \times 16 = 37 \text{ mm}$$

$$Q = 36 \left(\frac{1,0 \times 0,77}{1 + 0,77}\right)\left(\frac{15}{37}\right) = 6,4 \text{ kN}$$

- Résistance avec effet de levier

Il suffit de vérifier l'équation (7.72).

$$T_f = \left(\frac{12 M_f\, r_m}{B D^3}\right) A_t + Q \le T_r \qquad \text{(éq. 7.72)}$$

Selon les figures 7.25 et 7.32,

$$B = 120\,\text{mm}$$

$$D = 150\,\text{mm}$$

$$A_t = \text{aire tributaire du boulon le plus sollicité}$$

$$A_t = \frac{120 \times 150}{4} = 4500\,\text{mm}^2$$

$$T_f = \left(\frac{12 \times 5004 \times 40}{120 \times 150^3}\right)4500 + 6{,}4$$

$$T_f = 33\,\text{kN} \leq T_r$$

La résistance pondérée en traction d'un boulon A325M-M16 peut être obtenue du tableau 7.4.

$$T_r = 101 \times 0{,}830 = 84\,\text{kN}$$

On constate que l'assemblage possède une grande réserve de capacité et qu'un boulon de plus faible dimension (boulon de 1/2″, par exemple) aurait été suffisant. En effet, le lecteur peut vérifier que pour un boulon de diamètre égal à 1/2″ (12,7 mm), les valeurs obtenues précédemment varient très peu, à l'exception de T_r, qui devient :

$$T_r = 64 \times 0{,}830 = 53\,\text{kN}$$

Résistance en cisaillement

On peut supposer que tous les boulons résistent à l'effort tranchant appliqué de façon concentrique ou considérer que seuls les boulons inférieurs, moins sollicités selon l'axe longitudinal des boulons, résistent à cet effort.

La résistance pondérée en cisaillement est obtenue du tableau 7.4 pour un boulon M16 avec filets inclus dans le plan de cisaillement.

$$V_r = 61 \times 0{,}830 = 51\,\text{kN} \qquad \text{(éq. 7.13)}$$

$$V_f = \frac{P_f}{4} = \frac{36}{4} = 9\,\text{kN}$$

ou

$$V_f = \frac{P_f}{2} = \frac{36}{2} = 18\,\text{kN}$$

On pourrait aussi vérifier, comme à l'exemple 7.4b, que l'assemblage à serrage contrôlé permet de satisfaire l'état limite de glissement sous les charges d'utilisation.

EXEMPLE 7.6 Voilement d'une plaque rivetée

Des plaques de recouvrement de 120 × 6 mm sont utilisées pour relier les ailes de deux poutres en I sollicitées en flexion, tel que montré sur la figure 7.35.

Puisque l'écart entre les rivets semble assez élevé ($s > 5\,d$), on juge approprié de vérifier la résistance au voilement de la plaque de recouvrement supérieure entre les rangées de rivets.

SOLUTION

On calcule l'élancement de la plaque à l'aide des équations (7.2) à (7.4) et on retient la valeur la plus élevée :

$$\lambda = 1{,}3\,\frac{g}{t} = 1{,}3 \times \frac{80}{6} = 17{,}3 \qquad \text{(éq. 7.2)}$$

$$\lambda = 1{,}7\,\frac{s}{t} = 1{,}7 \times \frac{65}{6} = 18{,}4 \qquad \text{(éq. 7.3)}$$

$$\lambda = 3\,\frac{e_t}{t} = 3 \times \frac{20}{6} = 10{,}0 \qquad \text{(éq. 7.4)}$$

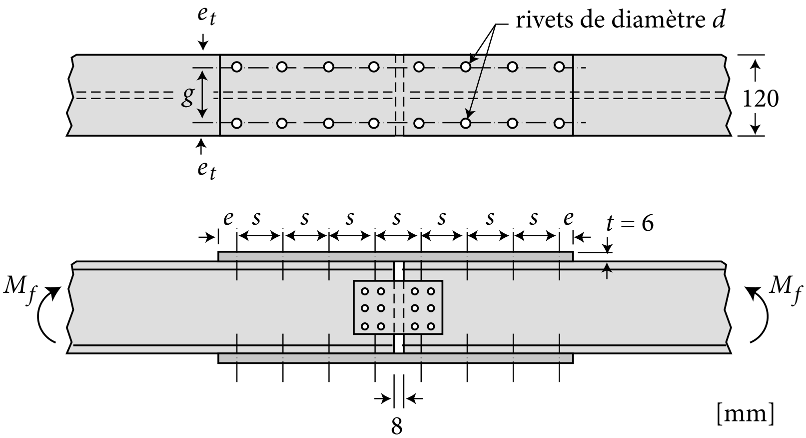
Donc, $\lambda = 18{,}4$.

$$C_r = \phi_c\, A\, \overline{F}\, F_o \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

$$F_o = F_y$$

$$\overline{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2\, E}} \qquad \text{(éq. 5.8)}$$

$$\overline{\lambda} = 18{,}4 \sqrt{\frac{215}{\pi^2 \times 70\,000}} = 0{,}32$$



$d = 12{,}7$ mm ($^1/_2$ ")
$e = 26$ mm (> 1,5 d)
$s = 65$ mm (>> 2,5 d)
$g = 80$ mm
$e_t = 20$ mm (> 1,25 d)
$t = 6$ mm
Plaques : Alliage 5083-H321 (F_y = 215 MPa)

FIGURE 7.35 Assemblage de l'exemple 7.6

Puisque $\bar{\lambda} < \bar{\lambda}_o = 0{,}5$, $\bar{F}$ est égal à 1,0, selon la figure 5.23, et il n'y a pas de voilement.

$$C_r = 0{,}9\,(120 \times 6)\,1{,}0 \times 0{,}215 = 139 \text{ kN} \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

On constate que l'écart entre les rivets doit être assez élevé pour que la plaque de 6 mm d'épaisseur soit susceptible de voiler dans la zone inélastique ($\bar{\lambda} > 0{,}5$) On peut facilement démontrer, pour l'exemple considéré, que le voilement débute lorsque $s > 100$ mm ($s \approx 8\,d$).

EXEMPLE 7.7 Tôles vissées

Deux bandes d'alliage d'aluminium différents sont reliées à l'aide de quatre vis, tel qu'illustré sur la figure 7.36.

Les vis autotaraudeuses de type UNC ont un diamètre de 1/4″ (6,35 mm) et sont en alliage 2024-T4. Une rondelle de 14 mm de diamètre et de 1,4 mm d'épaisseur est placée sous la tête de chaque vis. Les vis sont insérées dans des trous forés de diamètre égal à 5,41 mm, selon le tableau 7.8, mais une fois les vis mises en place, le diamètre effectif des trous est égal à celui des vis.

On demande,

a) de calculer la résistance de l'ensemble à la traction, selon l'axe des vis (le chargement n'est pas illustré sur la figure);

b) d'évaluer la charge pondérée maximale P_f que l'assemblage est en mesure de développer.

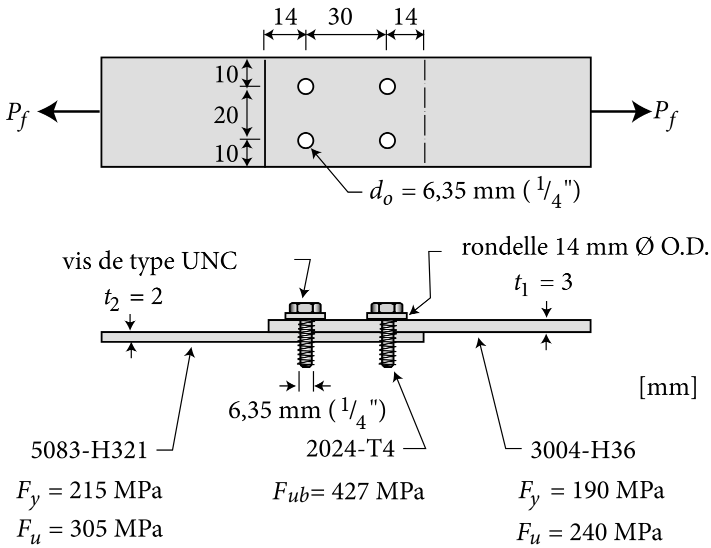


FIGURE 7.36 Assemblage de l'exemple 7.7

SOLUTION

Les propriétés mécaniques des alliages 5083-H321 et 3004-H36 sont obtenues du tableau 2.7, alors que celles de l'alliage des vis sont présentées dans le tableau 7.2.

a) Résistance de l'ensemble à la traction selon l'axe des vis

- Résistance d'une vis à la traction

Il est avantageux d'utiliser les données du tableau 7.9 pour la vérification de l'équation (7.86) pour une vis de 1/4″ de type UNC :

$$T_r = 9{,}5 \times 427 = 4\,057 \text{ N} \qquad \text{(éq. 7.86)}$$

- Arrachement de la vis

Puisque $L_e = t_2 = 2$ mm, on vérifie l'équation (7.79) :

$$T_r = \phi_s\ K_s\ d\ L_e F_{y2} \qquad \text{(éq. 7.79)}$$

$$= 0{,}5 \text{ x } 1{,}01 \text{ x } 6{,}35 \text{ x } 215 = 1\,380 \text{ N}$$

- Déboutonnage de la plaque en contact avec la tête de la vis

$$T_r = \phi_s\, C\, t_1\,(d_w - d_o)\, F_{u1} \qquad \text{(éq. 7.84)}$$

$d_w = 14$ mm

$$P_r = 0{,}5 \times 1{,}0 \times 3\,(14 - 6{,}35)\,240 = 2\,754 \text{ N}$$

- Résistance à la traction selon l'axe des vis

$$T_r = 1380 \text{ N} \qquad \text{(arrachement)}$$

Pour quatre vis,

$$T_r = 4 \times 1380 = 5\,520 \text{ N}$$

b) Calcul de P_f

- Cisaillement de la vis

Selon le tableau 7.9, pour $m = 1$,

$$V_r = 5{,}7 \times 427 = 2\,434 \text{ N}$$

Inclinaison de la vis

Puisque $t_1 > t_2$, on vérifie l'équation (7.85).

$$V_r = \phi_s\; 4{,}2\,\sqrt{t_2^3\, d}\, F_{u2}$$

$$V_r = 0{,}5 \times 4{,}2\,\sqrt{2^3 \times 6{,}35} \times 305 = 4\,565 \text{ N}$$

- Pression diamétrale

Puisque l'assemblage à recouvrement est non raidi (voir la section 7.5.2) et que $e = 14$ mm $> 2\,d = 2 \times 6{,}35 = 12{,}7$ mm, on utilise la portion de droite de l'équation (7.89). Puisque la résistance ultime de la tôle d'épaisseur t_1 est la plus faible, on n'utilisera l'équation (7.89) que pour cette tôle.

Puisque les trous sont fraisés, $t_1 = 3\text{-}1{,}5 = 1{,}5$ mm et $t_2 = 2\text{-}1 = 1{,}0$ mm.

Pour la tôle de 3 mm,

$$B_r = \frac{0{,}5\,(1{,}5 + 1{,}0)\,6{,}35 \times 240}{2} = 953 \text{ N}$$

- Résistance en cisaillement de l'ensemble

$$V_r = 953 \text{ N} \quad \text{(pression diamétrale sur la tôle de 3 mm)}$$

Pour quatre vis, on a :

$$V_r = 4 \times 953 = 3\,812 \text{ N}$$

- Plastification de la section brute et rupture sur la section nette

$$T_r = \phi_y \, A_g \, F_y \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

$$T_r = \phi_u \, A_{ne} \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.28)}$$

Pour les deux alliages considérés, k_t = 1,0 selon le tableau 2.7. Puisqu'aucune des références [7.1] et [7.7] n'impose l'utilisation du coefficient de tenue des vis dans les équations (4.26) et (4.28), elles seront utilisées avec les coefficients de tenue d'origine.

Pour la tôle de 3 mm,

$$T_r = 0{,}9 \times 40 \times 3 \times 190 = 20\,520 \text{ N}$$

$$T_r = 0{,}75\,(40 - 2 \times 6{,}35)\,3 \times 240 = 14\,740 \text{ N}$$

Pour la tôle de 2 mm,

$$T_r = 0{,}9 \times 40 \times 2 \times 215 = 15\,480 \text{ N}$$

$$T_r = 0{,}75\,(40 - 2 \times 6{,}35)\,2 \times 305 = 12\,490 \text{ N}$$

- Rupture en traction et cisaillement de la tôle de 2 mm

Le bloc rectangulaire de métal situé entre les quatre vis tend à se séparer de la pièce (voir les figures 4.6 et 7.13a).

$$A_n = \left[2 \times 0{,}6\,(30 + 14) + 20 - (4 \text{ x } 6{,}35)\right]2$$

$$A_n = 95 \text{ mm}^2$$

$$T_r = \phi_u \, A_{ne} \frac{F_u}{k_t} \qquad \text{(éq. 4.28)}$$

$$T_r = 0{,}75 \times 95 \times 305 = 21\,730 \text{ N}$$

- Résistance de l'ensemble à la traction

$$P_f = 3\,812 \text{ N}$$

C'est la pression diamétrale sur la tôle de 3 mm d'épaisseur qui contrôle la résistance de l'assemblage. Les recommandations des normes canadienne et américaine pour le calcul de la pression diamétrale des assemblages vissés semblent excessivement conservatrices, sinon pénalisantes. La réduction de capacité est imputable à l'utilisation dans ces équations du coefficient de tenue des vis et à la réduction des épaisseurs des tôles dont les trous sont fraisés.

RÉFÉRENCES

[7.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),* Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[7.2] MANUEL, T.J., KULAK, G.L., *Strength of joints that combine bolts and welds,* ASCE, Journal of Structural Engineering, Vol. 126 (3), March 2000.

[7.3] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, *Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules,* ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007.

[7.4] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157.1-17,* Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[7.5] KISSELL, J.R., FERRY, R.L., *Aluminum structures – A guide to their specifications and design,* John Wiley and Sons, Inc., 2002.

[7.6] PECHINEY RHENALU, *Demi-produits en aluminium,* Paris, France, 1997.

[7.7] THE ALUMINUM ASSOCIATION, *Aluminum Design Manual,* Part 1 – B Specification for aluminum structures, Washington, D.C., 2020.

[7.8] THE ALUMINUM ASSOCIATION, *Aluminum standards and data,* Washington DC, 2017 (also Aluminum standards and data, Metric SI, 2017).

[7.9] KULAK, G.L., FISHER, J.W., STRUIK, J.H.A., *Guide to design criteria for bolted and riveted joints,* 2nd Ed., John Wiley and Sons, N.Y., 1987.

[7.10] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Limit states design of steel structures,* CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[7.11] MAZZOLANI, F.M., *Aluminium alloys structures,* 2nd Edition, E & FN SPON, 1995.

[7.12] RESEARCH COUNCIL ON STRUCTURAL CONNECTIONS (RCSC), *Specification for structural joints using high strength,* bolts, June 11, 2020.

[7.13] NOTCH, J.S., *Bolt preload measurements using ultrasonic methods,* AISC Engineering Journal, Vol. 22, No. 2, 1985.

[7.14] LUTTRELL, C.R., *Turn-of-nut method for aluminum joints,* 1999 SEI Structures Congress, New Orleans, Louisiana, 1999.

[7.15] FORTIN, D., BASTIEN, J., BEAULIEU, D., *Étude expérimentale du comportement des assemblages boulonnés antiglissement en aluminium dans le contexte canadien,* Rapport GCT-2001-16, Département de génie civil, Université Laval, Québec, Canada, Déc. 2001.

[7.16] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS (AASHTO), *Guide specification for aluminum highway bridges,* Washington, DC, USA, 1991.

[7.17] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS (AASHTO), *LRFD bridge design specifications,* 8th Edition, Washington, DC, USA, 2017.

[7.18] RAMIREZ, J.L., *Aluminum structural connections : Conventional slip factors in friction grip joints, Proceedings of the International Conference on Steel and Aluminum Structures,* Cardiff, G.B., R. Narayanan, Ed., Elsevier, Applied Science, p. 115-125, 1987.

[7.19] MARSH, C., *Tear-out failure of bolt groups*, Journal of the Structural Division, ASCE, Oct. 1979.

[7.20] BAEHRE, R., BERGGEN, L., *Joint in sheet metal panels,* National Swedish Building Research, Sweden, Document D.B., 1973.

[7.21] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., *Calcul des charpentes d'acier,* Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794 p.), Tome 2, 2010 (611 p.)

[7.22] CRAWFORD, S.F., KULAK, G.L., *Eccentrically loaded bolted connections,* Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 97, ST3, March 1971.

[7.23] BRANDT, G.D., *Rapid determination of ultimate strength of eccentrically loaded bolt groups,* Engineering Journal, AISC, Second Quarter, Vol. 19, No. 4, 1982 (Discussion : Marsh, C., Vol. 19, No. 4, 1982 ; Iwankiw, N., Vol. 20, No. 1, 1983).

[7.24] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ***Aluminium structures – Material and design – Ultimate limit state under static loading.*** ISO/TR11069 : 1995 (E), Geneva, Switzerland, 1995.

[7.25] MAZZOLANI, F.M., DEMATTEIS, G., MANDARA, A., ***Methods for predicting the behaviour of aluminium T-stub joints,*** Second International Workshop on aluminium Structures, Cornell University, Ithaca, N.Y., USA, October, 1999.

[7.26] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 3 : Design of steel structures*** – Part 1-1 : General rules and rules for buildings. Brussels, Belgium, 2005.

[7.27] LABELLE, J. C., ***Pull-out capacities of screws from aluminium,*** Second International Workshop on aluminium structures, Cornell University, Ithaca, N.Y., USA. October 1999.

[7.28] INDUSTRIAL FASTENER INSTITUTE, ***Fastener standards,*** Sixth Edition, Cleveland, Ohio, USA, 1988.

[7.29] MALAN, S.F., PATERSON, A.E., ***Aluminium design guide 1 (Static structures),*** Aluminium Federation of South Africa, 1st Edition, 1989.

[7.30] BARRY, D.T., ***Aluminium fabrication guide,*** Aluminium Federation of South Africa, 1st Edition, 1993.

[7.31] SHARP, M.L., NORDMARK, G.E., MENZEMER, C.C., ***Fatigue design of aluminum components and structures***, McGraw-Hill, N.Y., 1996.

[7.32] PEKOZ, T. ***Design of cold-formed steel screw connections, Proceedings of the tenth international specialty conference on cold-formed steel structures***, U. of Missouri-Rolla, Mo, Oct. 23-24 ,1990,

[7.33] SHARP, M.L., ***Behavior and design of aluminum structures,*** McGraw-Hill, New York, NY, 1993.

[7.34] LABELLE, J.C., DOLBY, T., ***Hex washer-head fastener pull-over in moderately thin aluminum,*** Light Metal Age, Vol. 67 , no 2 , South San Francisco, CA., April 2009.

[7.35] LABELLE, J.C., DOLBY, T., ***Flat head fastener pullover in thin aluminum with countersunk holes,*** 2004 International aluminum connections conference, Cleveland, OH, 2004.

Chapitre 8

ASSEMBLAGES SOUDÉS

8.1 GÉNÉRALITÉS SUR LE SOUDAGE

8.1.1 Résistance des pièces et des assemblages soudés

Ce chapitre sur le calcul des assemblages soudés est le complément du chapitre précédent qui porte sur le calcul des assemblages mécaniques. Il convient, à cet effet, de prendre connaissance du contenu de la section 7.1.1. On regroupe sous les appellations *assemblages mécaniques et assemblages soudés* la presque totalité des assemblages utilisés dans les charpentes et les structures en aluminium.

Si les assemblages mécaniques paraissent complexes à réaliser, il faut dès à présent préciser que les assemblages soudés le sont davantage. Pour souder des métaux comme l'aluminium ou l'acier, il faut des soudeurs qualifiés qui travaillent en équipe avec des ingénieurs spécialistes en soudage, et une équipe spécialisée dans le soudage de l'acier ne possède pas, *a priori*, les compétences nécessaires pour souder l'aluminium.

Bien que l'ingénieur concepteur ne s'approprie généralement pas l'entière responsabilité de la réalisation des assemblages soudés, il doit, par contre, savoir les calculer et en connaître les principales particularités. C'est le but visé par le présent chapitre.

Le soudage et ses effets sur la *résistance des pièces* ont été abordés dans les chapitres précédents, en particulier les chapitres 2, 4 et 5. La lecture des passages de ces chapitres qui traitent du soudage facilitera la compréhension des concepts présentés dans le présent chapitre.

L'influence du soudage a été étudiée de façon assez détaillée dans la section 2.6. On a vu que la résistance des alliages non traitables thermiquement (séries 1000, 3000 et 5000), après soudage, est considérée comme la résistance dans l'état recuit (état O ; figure 2.25) et que la résistance des alliages traités thermiquement (séries 2000, 6000 et 7000) est réduite à une valeur intermédiaire entre celle du métal de base traité thermiquement et celle du même métal à l'état recuit. Leurs propriétés, après soudage, s'approchent des propriétés à l'état T4 (mise en solution et trempe), selon la figure 2.27. En général, les alliages traités thermiquement sont beaucoup plus affectés par le soudage que les alliages non traitables thermiquement (figure 2.14). Des moyens pour limiter la réduction des propriétés mécaniques des alliages sont présentés à la section 2.6.4.

Plusieurs des propriétés physiques figurant au tableau 2.6 ont des incidences très marquées sur le soudage de l'aluminium, comme on l'a vu dans les chapitres précédents et comme on le verra également plus loin. Les valeurs de résistance mécanique réduites par le soudage sont présentées dans les tableaux 2.7 et 2.9 pour les alliages couramment utilisés en construction.

Quelques aspects importants de la soudabilité des alliages d'aluminium ont été étudiés à la section 2.13. La lecture de cette section permet de mieux comprendre les subtilités du soudage de l'aluminium et d'éviter de commettre des erreurs qui pourraient engendrer des problèmes de fatigue, par exemple. On y trouve aussi suffisamment d'information pour procéder à un choix judicieux du métal d'apport pour relier des pièces en alliages d'aluminium (section 2.13.8).

Le problème des soudures transversales et longitudinales est décrit à la section 4.4.5, en ce qui a trait au calcul des épaisseurs et des aires de section effectives à considérer pour l'analyse et le dimensionnement des pièces. La résistance en traction des pièces soudées est traitée à la section 4.5, la résistance en compression à la section 5.6, la résistance en flexion aux sections 6.2 à 6.4 et la résistance en cisaillement à la section 6.5. Enfin, l'influence des contraintes résiduelles induites par le soudage sur la résistance des pièces comprimées est étudiée à la section 5.4.5.

On complétera l'étude de l'influence du soudage sur les charpentes d'aluminium en examinant de près le comportement des assemblages soudés eux-mêmes dans les paragraphes qui suivent.

8.1.2 Normes sur le soudage

Le soudage est un procédé au cours duquel on réalise l'union de deux pièces par fusion et solidification de leurs parties en contact, avec ou sans métal d'apport. Les soudures dites structurales, qui font l'objet de chapitre, sont celles dont la fonction est de transférer des efforts d'une pièce à l'autre. Pour l'exécution de ces soudures, il y a généralement apport de métal, produit par la fusion d'une électrode ou d'un fil de soudage.

Dans la fabrication de charpentes d'aluminium, on utilise également la soudure à des fins non structurales. Par exemple, pour fixer provisoirement ensemble les pièces à assembler avant de réaliser l'assemblage final (soudage par point) ou pour assurer l'étanchéité de deux pièces en contact, c'est-à-dire empêcher l'infiltration d'eau ou d'autres matières corrosives sur la surface de contact des deux pièces (soudure d'étanchéité).

Pour réaliser un joint soudé de bonne qualité, l'exécution de la soudure est plus importante qu'un calcul précis de la soudure. Par conséquent, l'exécution et l'inspection des soudures ont fait l'objet de normes très élaborées. Au Canada, le *Bureau canadien de soudage*, une division de l'Association canadienne de normalisation (ACNOR), est l'organisme chargé de la qualification et de la certification des entreprises qui exécutent des soudures et de celles qui font l'inspection des soudures. La norme W47.2[8.1] spécifie les prescriptions minimales auxquelles une entreprise de soudage doit se conformer et qu'elle doit adopter pour obtenir et maintenir sa certification. Les normes W178.1[8.2] et W178.2[8.3] permettent d'évaluer les qualifications des entreprises et des inspecteurs qui dispensent des services d'inspection en soudage. La norme W59.2[8.4] et son équivalent américain, la norme AWS D1.2[8.5], de portée générale, concernent davantage les concepteurs et visent tous les types de constructions soudées en aluminium. La norme S157-17[8.6] complète le tableau en fournissant des règles précises pour le calcul des assemblages soudés.

Les méthodes d'inspection des soudures comprennent des méthodes non destructives, telles que la radiographie, l'ultrasonographie, le contrôle visuel, et des méthodes destructives (essais mécaniques). Une entreprise qui fait l'inspection de soudures peut être certifiée pour une ou plusieurs méthodes d'inspection et pour une ou plusieurs catégories d'ouvrages (bâtiments, ponts, navires, réservoirs, machinerie, etc.).

8.1.3 Types de joints soudés et types de soudures

Le type de soudure utilisé pour assembler deux pièces dépend du type de joint soudé. Pour les *joints bout à bout*, on utilise des *soudures à rainure* aussi appelées soudures bout à bout (figure 8.1). Pour les *joints soudés en T ou en coin*, on peut utiliser des soudures à rainure ou des *soudure d'angle* (figure 8.2). Pour les *joints à recouvrement,* on peut utiliser des soudures d'angle ou des s*oudures en bouchons ou en entailles* (figure 8.3).

Pour les soudures à rainure (ou soudures sur préparation), la section de la rainure peut prendre diverses formes, selon le type de chanfrein (ou de préparation) utilisé pour les pièces à joindre, tel qu'illustré sur les figures 8.1 et 8.2. Pour ce type de soudure, on distingue les soudures à pénétration complète et les soudures à pénétration partielle. Les soudures sur préparation à pénétration partielle *ne devraient pas être utilisées* pour les joints qui supportent des forces calculées selon la référence [8.6].

On utilise des soudures à rainure et à pénétration complète lorsqu'il est nécessaire de transférer la pleine résistance des pièces ou lorsque la charge est de nature dynamique. Dans ce type de soudure, il y a fusion du métal d'apport et du métal de base sur toute la profondeur du joint. Dans les joints bout à bout, l'épaisseur efficace d'une soudure à pénétration complète (aussi appelée gorge) est donc égale à l'épaisseur de la pièce la plus mince du joint. L'épaisseur efficace de la section d'une soudure est dénotée t_w, quel que soit le type de soudure. Il convient de noter que les références [8.4] et [8.6] utilisent le symbole T pour représenter la gorge des soudures.

Si on exécute une soudure à pénétration complète d'un seul côté du joint, on utilise un support envers (ou latte de soutien), constitué d'un matériau approuvé, à la racine du cordon, et on écarte les pièces à joindre pour obtenir une pénétration vraiment complète. Le support envers a pour but de retenir le métal en fusion. Il peut être laissé en place si ce côté du joint n'est pas apparent. Le support envers est alors composé d'un alliage d'aluminium du même groupe que le métal de base.

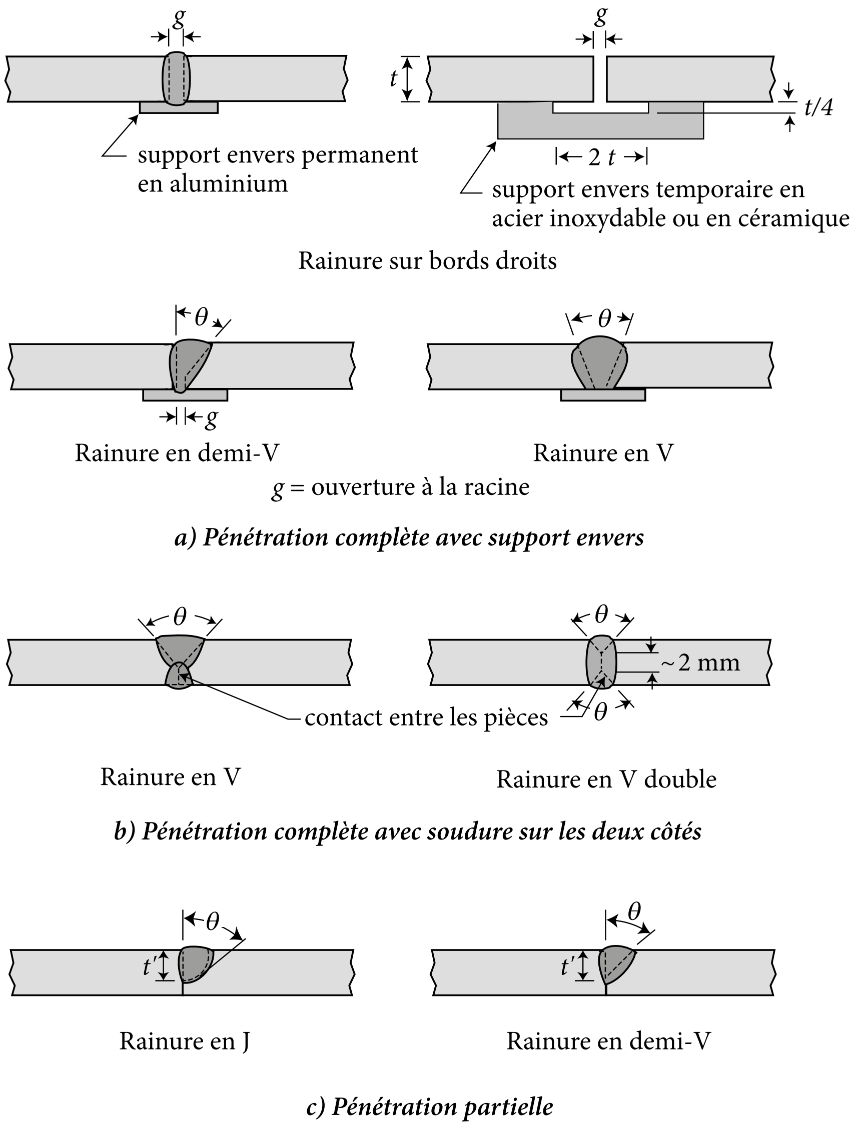


FIGURE 8.1 Joints bout à bout avec soudures à rainure

Il est parfois préférable d'exécuter les soudures à pénétration complète des deux côtés du joint, ce qui permet de réduire considérablement la quantité de soudure et d'obtenir une rainure avec une section doublement symétrique, de belle apparence. En atelier, il est généralement facile de souder des deux côtés parce qu'il est possible de retourner les pièces pour exécuter la soudure dans la position la plus convenable. Si on soude des deux côtés, on doit gouger la racine du premier cordon avant d'exécuter l'autre cordon de soudure. Dans ce type de joint, la préparation des bords demande beaucoup de soin puisque les pièces doivent être en parfait contact sur toute la longueur du joint (figure 8.1b). Il est aussi possible d'enlever les supports envers et de gouger la racine du cordon avant d'exécuter l'autre cordon de soudure. Dans ce cas, l'ouverture du joint est moins grande, le contact (accostage) des bords demande moins de précision et le support envers est généralement composé d'acier inoxydable, de céramique ou d'un ruban de fibre de verre (voir la figure 8.1a).

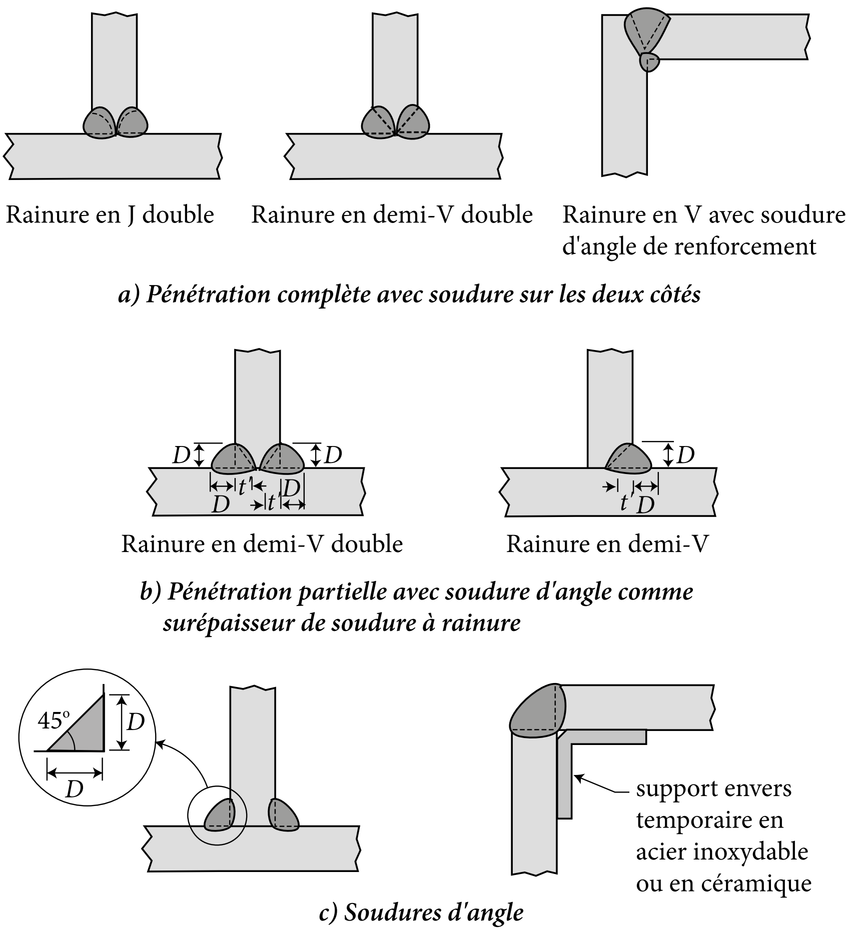


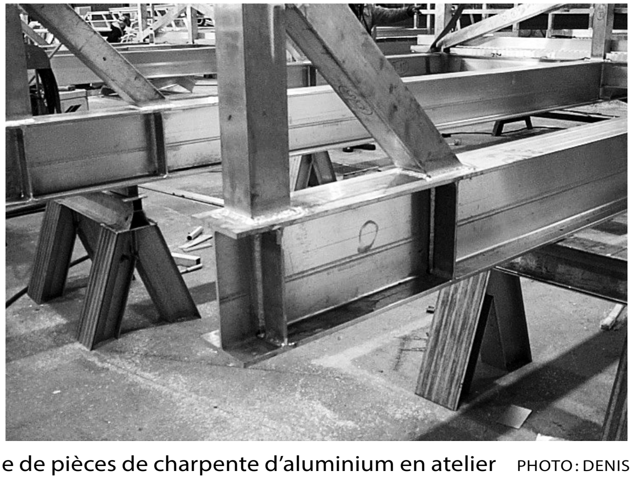
FIGURE 8.2 Joints en T et en coin avec soudures à rainure et soudures d'angle

Lorsque les pièces n'ont pas à résister à des efforts significatifs, comme les pièces travaillant toujours en compression, par exemple, on peut utiliser des soudures à rainure à *pénétration partielle*. Dans ce cas, les forces à transmettre ne nécessitent pas la pleine pénétration, puisqu'une partie de ces forces est transmise par contact direct, si les surfaces en contact ont été usinées. Une soudure à pénétration partielle est une soudure dans laquelle la fusion ne s'effectue par sur toute l'épaisseur du joint, tel qu'illustré sur la figure 8.1c. Typiquement, les soudures exécutées d'un côté sans support envers et les soudures exécutées des deux côtés sans subir le gougeage à l'envers sont comprises dans cette catégorie. Quoi qu'il en soit, tel que mentionné plus haut, la norme S157-17[8.6] *ne recommande pas* l'utilisation d'assemblages avec soudures à rainure à pénétration partielle dans les joints devant résister à des efforts. En ce sens, elle est moins permissive que d'autres normes 8.7.

Il existe plusieurs joints avec soudures à rainure à pénétration partielle ou totale qui sont considérés comme préqualifiés, c'est-à-dire qui peuvent être utilisés sans procéder à des essais pour démontrer leur efficacité. Les règles de détails que doit satisfaire un joint avec soudures à rainure, pour être considéré comme qualifié, sont données dans la référence [8.4] pour les procédés de soudage décrits plus loin à la section 8.3.

Pour réaliser la continuité des pièces, les *soudures d'angle* sont moins efficaces que les soudures à rainure à pénétration totale, mais elles sont plus simples à exécuter. Ce type de soudure est très utilisé dans les assemblages de charpentes d'aluminium et il est généralement nécessaire d'effectuer des calculs pour déterminer la grosseur (D) et la longueur (L) du cordon de soudure d'angle à utiliser dans un joint. Il convient de noter que le symbole S est utilisé dans la référence [8.6] pour représenter la grosseur des soudures d'angle.

Une soudure d'angle est exécutée entre deux surfaces formant un angle de 60 à 120° sans préparation des bords.



Soudage de pièces de charpente d'aluminium en atelier PHOTO : DENIS BEAULIEU

Une soudure d'angle a une section théoriquement triangulaire, et ce triangle est habituellement un triangle isocèle (soudure d'angle standard), tel qu'illustré sur la figure 8.2c). La grosseur nominale d'une soudure d'angle, dénotée D, est égale à la longueur des côtés égaux du triangle isocèle.

Les soudures d'angle sont le plus souvent utilisées dans les joints en T (figure 8.2c) et dans les joints à recouvrement (figure 8.3a). On utilise parfois une soudure d'angle comme surépaisseur de soudure à rainure à pénétration partielle dans les joints en T (figure 8.2b).

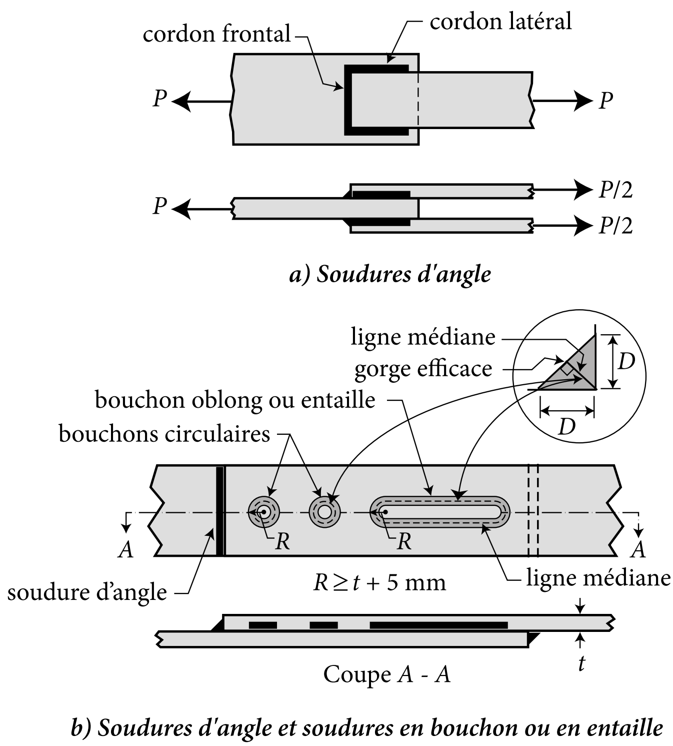


FIGURE 8.3 Joints à recouvrement avec soudures d'angle et soudures en bouchon ou en entaille

Il est parfois nécessaire de recourir à des *soudures en bouchon ou en entaille* pour résister aux charges dans les joints à recouvrement, tel qu'illustré sur la figure 8.3b. Les soudures en bouchon ou en entaille consistent en une soudure d'angle réalisée à l'intérieur d'un trou circulaire ou d'un trou oblong à coins arrondis, dont les rayons sont supérieurs ou égaux à l'épaisseur de la plaque perforée plus 5 mm[8.6]. La soudure doit couvrir toute la périphérie du trou. La longueur efficace de la soudure d'angle incurvée doit être mesurée le long de l'axe de la gorge efficace, c'est-à-dire le long de la ligne médiane de la soudure d'angle standard, tel qu'illustré sur la figure 8.3b[8.6]. Si cette pièce travaille en traction, il faut évidemment tenir compte de la présence de trous et calculer l'aire nette de la section. La recommandation de la référence [8.4] diffère quelque peu de celle de la référence [8.6] pour le calcul de la largeur de l'entaille ou du diamètre de l'orifice, puisqu'il ne doit pas être inférieur à deux fois l'épaisseur de la pièce sur laquelle il se trouve plus 8 mm.

Les trous entièrement remplis de soudure sont susceptibles de présenter des fissures de retrait. Par conséquent, les soudures en bouchons et les soudures en entailles de ce type ne sont pas recommandées pour résister aux forces calculées[8.6].

Lorsque des soudures sont réalisées sur des surfaces arrondies, comme sur la figure 8.4, on a ce qu'il est convenu d'appeler des *soudures à rainure (ou sur préparation) à bords tombés*[8.4, 8.6].

Des équations pour le calcul de chacun des types de soudures montrés sur les figures 8.1 à 8.4 seront présentées dans les sections 8.2, 8.5 et 8.6.

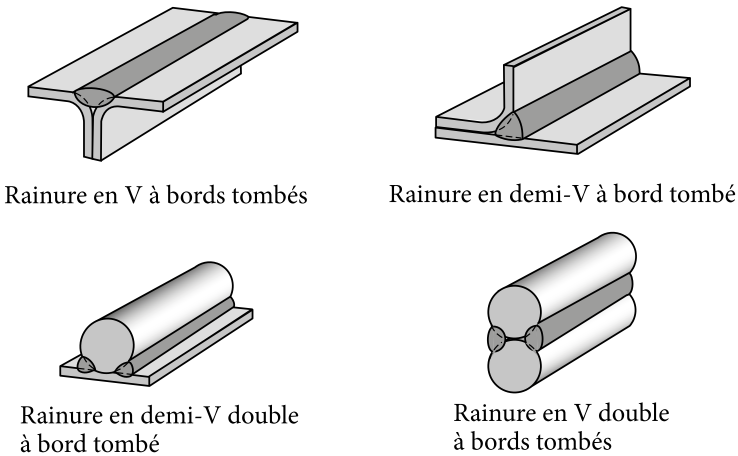


FIGURE 8.4 Soudures à rainure à bord tombé

8.1.4 Procédés de soudage

Il existe de nombreux procédés de soudage servant différentes fins[8.8]. Pour les soudures structurales dans les charpentes d'aluminium, on utilise *presque exclusivement* le soudage à l'arc sous gaz avec électrode réfractaire en tungstène (GTAW), le soudage à l'arc avec fil plein (GMAW), le soudage plasma (PAW) et le soudage des goujons en utilisant les procédés de soudage à l'arc et de soudage avec décharge de condensateurs[8.4–8.6].

Le procédé GTAW (Gaz Tungsten Arc Welding) est communément appelé procédé TIG (Tungsten Inert Gaz) et le procédé GMAW (Gaz Metal Arc Welding) est aussi connu sous l'appellation MIG (Metal Inert Gaz). Ce sont les deux procédés les plus populaires. Le procédé PAW (Plasma Arc Welding) est moins utilisé alors que le soudage des goujons est une application particulière. Chacun de ces procédés fera l'objet d'une description assez détaillée, dans la section 8.2, pour le soudage des goujons, et dans la section 8.3, pour les trois autres procédés.

Les autres types de procédés s'appliquent davantage à des situations particulières et sont, par conséquent, moins connus : soudage par faisceau d'électrons, soudage par faisceau laser, soudage par résistance, soudage par ultrasons, soudage par explosion, soudage par friction, soudage par étincelage, soudage à la molette et soudage par brasage.

Chacun de ces procédés fera l'objet d'une courte description dans la section 8.4.

8.1.5 Positions de soudage

La position dans laquelle le soudage est effectué est très importante du point de vue de la qualité et de la facilité d'exécution de la soudure ainsi que sur le plan économique. Les quatre positions de soudage sont montrées sur la figure 8.5. Le soudage à plat est la position qui offre le plus de facilité et de rapidité d'exécution au soudeur. En atelier, il est habituellement possible d'effectuer le soudage à plat ou à l'horizontale parce qu'on dispose d'appareils permettant de retourner les pièces à souder et de les placer dans la position la plus convenable. Toutefois, il n'est pas toujours possible de souder à plat ou à l'horizontale, mais il est préférable de réduire au minimum le soudage au plafond ou à la verticale. Ces positions exigent une grande habileté de la part du soudeur, et le temps requis pour réaliser une soudure est alors de deux à trois fois plus long que celui qui est requis pour réaliser la même soudure à plat.

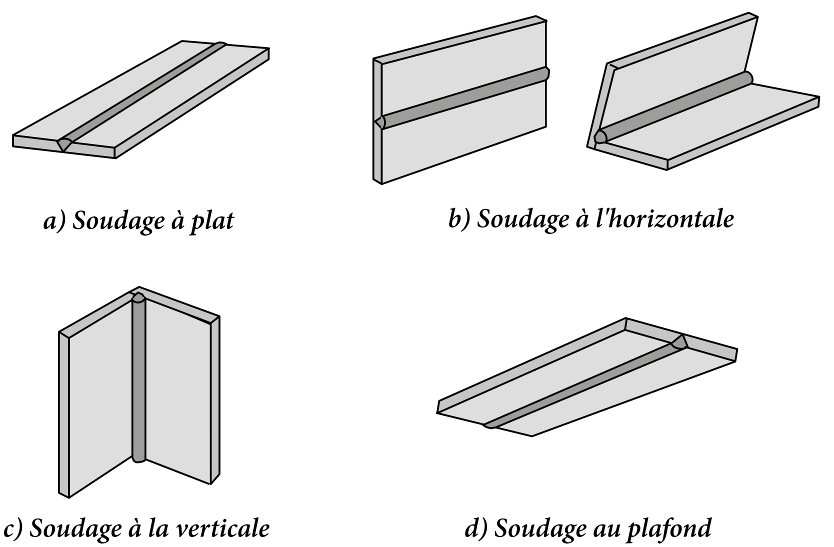


FIGURE 8.5 Positions de soudage

8.1.6 Représentation symbolique des soudures

Comme il n'est pas facile d'indiquer clairement, sur un plan, le type de soudure requis et les dimensions du cordon, on utilise une représentation symbolique. Une liste complète des symboles utilisés est présentée à l'Appendice A de la référence [8.4]. Les symboles montrés sur la figure 8.6 sont parmi les plus courants.

Le symbole complet se compose d'une flèche pointant en direction du joint à souder, d'une ligne de référence généralement horizontale et d'un petit symbole placé au-dessous, au-dessus ou des deux côtés de la ligne de référence et indiquant le type de soudure voulu. Si le petit symbole est placé sous la ligne de référence, la soudure est requise du côté indiqué par la flèche. S'il est placé des deux côtés de la ligne de référence, la soudure doit être exécutée sur les deux lignes délimitant la surface de contact, c'est-à-dire sur celle qui est indiquée par la flèche et sur celle du côté opposé.

Pour une soudure d'angle, le symbole utilisé est un triangle rectangle isocèle. Le chiffre placé à gauche du triangle donne la grosseur nominale du cordon (D) en mm, et celui qui est placé à droite donne la longueur du cordon (L) en mm (figure 8.6a). Si la soudure doit être exécutée sur toute la longueur du joint, on peut omettre le chiffre à droite du triangle (figure 8.6b).

Le procédé, le contournement de la soudure ou tout autre indication sont présentés dans la queue de la ligne de référence (figure 8.6a). On omet la queue lorsqu'aucune indication n'est donnée.

Pour les soudures à rainure, le symbole représente le type de préparation. Dans un joint bout à bout, si une seule pièce doit être chanfreinée, la flèche est brisée et pointe vers cette pièce. Un rectangle placé au-dessus du symbole indique qu'il faut prévoir un support envers. Il faut également préciser l'angle de la préparation, la profondeur de la pénétration et l'ouverture à la racine du cordon (figure 8.6c). Le fait de ne pas indiquer la profondeur de la pénétration ni la gorge entre parenthèses, sous la ligne de référence, à gauche du symbole, indique qu'on exige un joint à pénétration complète.

Un cercle placé à la jonction de la flèche et de la ligne de référence signifie que la soudure doit être exécutée sur tout le contour de la surface de contact. Un petit drapeau noir placé à cette jonction indique une soudure réalisée sur le chantier (figure 8.6f).

8.1.7 Classification des assemblages soudés

Comme les boulons, les soudures sont soumises à des contraintes de traction, de cisaillement ou à une combinaison des deux, selon la position des soudures dans l'assemblage par rapport aux efforts transmis. Il est possible de classifier les assemblages soudés selon les efforts transmis aux soudures d'angle.

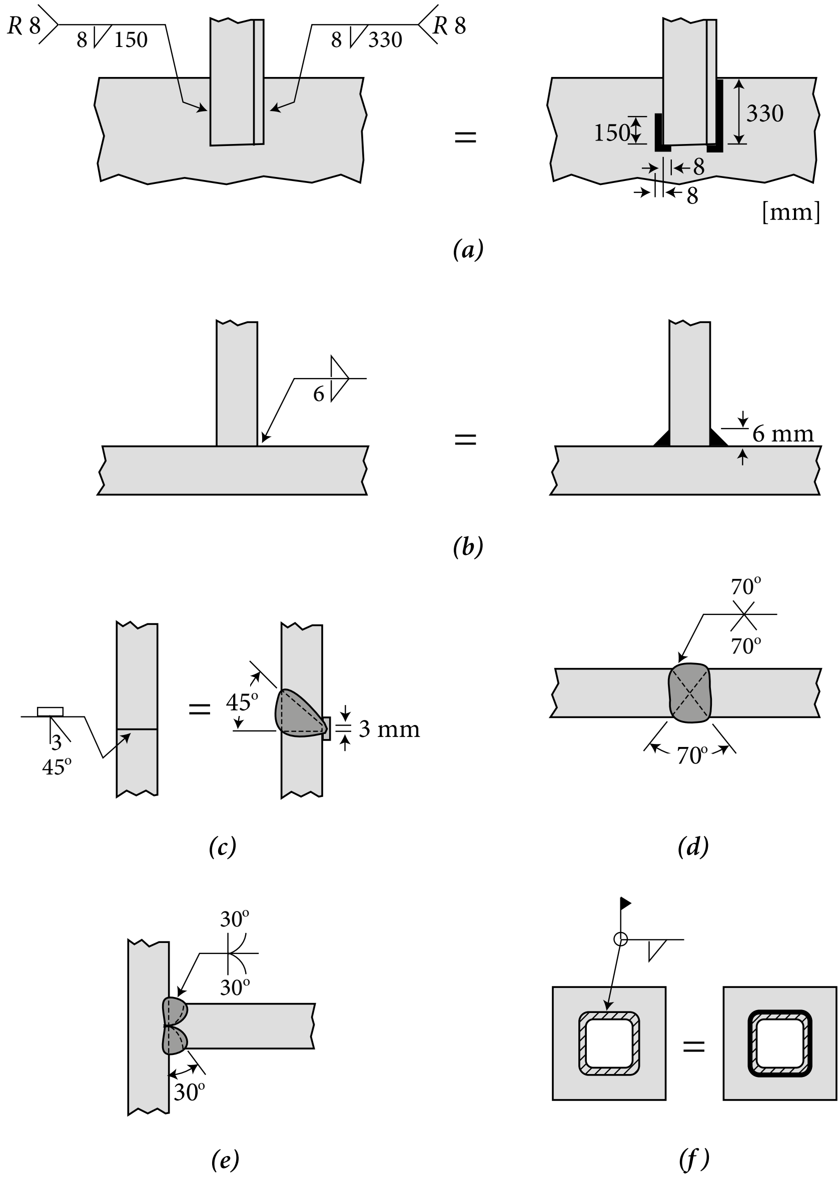


FIGURE 8.6 Représentation symbolique des soudures

Dans les assemblages avec soudures à rainure, les soudures sont soumises aux mêmes efforts que les plaques assemblées et l'effort est généralement concentrique.

Il n'est donc *pas nécessaire* d'établir une classification des assemblages soudés avec soudures à rainure. Par contre, *pour les assemblages avec soudures d'angle, cette classification est essentielle* pour le calcul des soudures. Elle est établie en considérant le plan de contact des pièces assemblées, c'est-à-dire le plan qui contient la surface de contact de ces pièces, et en considérant le plan d'action de l'effort qui sollicite l'assemblage soudé.

Dans les joints à recouvrement, le plan d'action de l'effort sollicitant le joint est parallèle au plan de contact. Dans les joints en T, le plan d'action de l'effort est souvent perpendiculaire au plan de contact, mais il peut également être incliné. Dans ces deux types de joints, si la ligne d'action de l'effort passe par le centre de gravité de la soudure d'angle, on a un assemblage soudé concentrique (figure 8.7a).

Dans un joint à recouvrement, si la ligne d'action de l'effort (P_f) est excentrée par rapport au centre de gravité de la soudure, la soudure est soumise à un effort tranchant (P_f) et à un couple de torsion ($P_f e$). On a alors un assemblage soudé excentrique en torsion (figure 8.7b). Si on a les mêmes conditions dans un joint en T, la soudure d'angle est soumise à un effort tranchant (P_f) et à un moment fléchissant ($P_f e$). On a alors un assemblage soudé excentrique en flexion. Le moment fléchissant peut alors agir dans le plan x - y (figure 8.7c) ou dans le plan y - z (figure 8.7d).

Pour le calcul de la soudure d'angle dans les assemblages concentriques, on peut tenir compte du fait que les cordons frontaux ont une plus grande résistance que les cordons latéraux, comme on le verra à la section 8.6. Si on néglige ce surplus de résistance, l'orientation du plan d'action de l'effort par rapport au plan de contact n'a pas d'importance dans les assemblages soudés concentriques.

Par contre, pour le calcul de la soudure d'angle dans les assemblages excentriques, cette orientation a une grande importance. La torsion et la flexion sont, en effet, traitées différemment, ce qui est assez évident puisque, dans de cas de la flexion dans le plan x - y, par exemple, il y a butée des pièces en contact (figure 8.7c).

Chacun de ces types d'assemblages sera étudié dans les sections qui suivent.

a) 

b) 

a) Soudage de qualité de profilés tubulaires
b) Soudage de moindre qualité de profilés tubulaires
photos : Marcel Vallières, MTQ

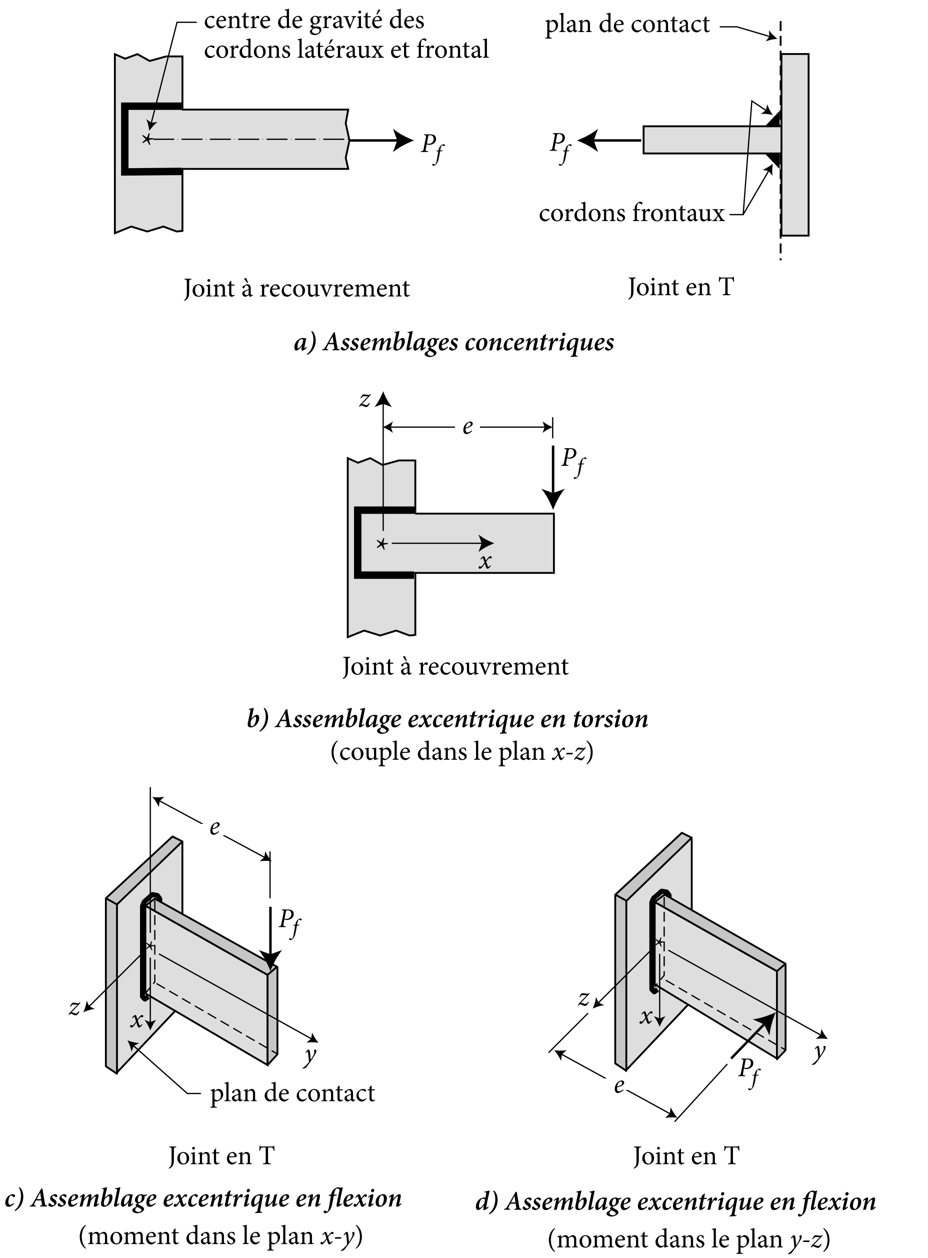


FIGURE 8.7 Assemblages soudés concentriques et excentriques

8.2 CONCEPTION DES ASSEMBLAGES SOUDÉS

8.2.1 Caractéristiques du soudage de l'aluminium

Il existe un certain nombre de facteurs qui caractérisent l'aluminium et qu'il convient de prendre en compte lorsqu'on prévoit souder des pièces en aluminium. La plupart ont été étudiés dans les chapitres précédents (voir la section 8.1.1), mais à cette étape-ci, il est approprié d'en dresser la liste.

- Tous les alliages d'aluminium possèdent un film d'oxyde très dur qui se forme rapidement, lorsque la surface d'aluminium est exposée à l'air (voir la section 2.13.2). Puisque cette couche possède un point de fusion beaucoup plus élevé que celui de l'aluminium (2000 °C, comparé à 660 °C) elle crée des manques de fusion, tel qu'illustré sur la figure 2.41c. De plus, puisqu'elle est poreuse, elle peut absorber de la graisse et de l'humidité et, au soudage, l'hydrogène contenu dans ces substances crée de la porosité. Par conséquent, il est impératif d'enlever la couche d'oxyde ou de la briser par des moyens mécaniques ou chimiques avant de souder l'aluminium.
- L'aluminium possède une conductibilité thermique et une conductivité électrique qui sont environ quatre fois plus élevées que celles de l'acier (voir la section 2.8). Par conséquent, un apport de chaleur plus élevé est requis pour le soudage par fusion de l'aluminium, comparé à l'acier, et le soudage par résistance nécessite plus de courant (voir la section 2.13.3).
- Le pouvoir réflecteur de l'aluminium est tel que ce dernier ne change pas de couleur lorsqu'il approche le point de fusion, contrairement à l'acier (voir la section 2.15). Par conséquent, pour le soudeur, le critère de détermination de l'approche du point de fusion de l'aluminium est différent de celui de l'acier.
- Puisque l'aluminium est non magnétique, le soufflage de l'arc se trouve éliminé au soudage (voir la section 2.15). Par contre, l'inspection des soudures par magnétoscopie n'est pas possible.
- Le coefficient de dilatation thermique de l'aluminium est deux fois plus élevé que celui de l'acier. Par contre, son point de fusion est deux fois plus bas. Ainsi, lors du soudage, les déformations de l'acier et de l'aluminium sont pratiquement équivalentes (voir la section 2.13.6).
- Contrairement à l'acier, la chaleur induite par le soudage a pour effet de diminuer de façon significative les propriétés mécaniques de l'aluminium dans la région de la soudure. Cet important aspect a été examiné en détail à la section 2.6.
- La résistance d'un assemblage soudé dépend du type de soudure, des propriétés mécaniques du métal d'apport, des propriétés mécaniques et de la soudabilité du métal de base, et de la qualité d'exécution de la soudure. On

a déjà souligné l'importance de la qualité d'exécution, laquelle dépend de la compétence du soudeur, de la position de soudage, de la préparation des surfaces, de la séquence d'exécution des soudures et des conditions environnantes (voir les sections 2.13.4, 2.13.7 et 2.13.8).

- La préparation des surfaces comprend non seulement la réalisation de chanfreins sur les pièces dans le cas de soudure à rainure, mais aussi le nettoyage des surfaces. Les surfaces à souder doivent être maintenues sèches et exemptes de tout produit susceptible de réduire la qualité des soudures (voir la section 2.13.2).
- La préparation des surfaces comprend également dans certains cas, le préchauffage et/ou le postchauffage des joints (traitement thermique), pour éviter la fissuration, minimiser la distorsion due au retrait et chercher à améliorer les propriétés mécaniques de certains alliages soudés (voir les sections 2.13.5, 2.13.6 et 2.13.9).

  L'opération de soudage engendre des contraintes résiduelles qui résultent, d'une part, du retrait du métal fondu lors de son refroidissement et, d'autre part, de l'anisothermie qui caractérise l'opération. Les contraintes résiduelles de traction dans la soudure et de compression dans le métal de base non fondu sont inévitables. Toutefois, les effets de ces contraintes peuvent être minimisées, entre autres par le préchauffage et/ou le postchauffage des joints, dans le cas de joints requérant de grandes quantités de métal d'apport (soudures à rainure ou soudures d'angle de dimensions importantes). Pour les joints de moindres dimensions, on peut définir une séquence d'exécution des soudures telle que le soudage est exécuté de façon quasi symétrique par rapport au centre de gravité de l'ensemble des soudures. L'expérience du fabricant peut lui permettre de définir d'autres mesures compensatrices des effets du retrait.
- Enfin, il existe certaines règles pratiques de conception des structures soudées qu'il importe de toujours chercher à appliquer. La première règle consiste à placer les soudures *dans les zones non sollicitées* (à l'axe neutre ou aux points d'inflexion, par exemple), tel qu'illustré pour des caissons sur la figure 2.6e. Si toutes les soudures sont conformes à l'un de ces cas, elles seront soumises presque uniquement à des efforts de cisaillement et, puisqu'elles sont de faibles dimensions, elles n'affaibliront que peu la résistance totale des pièces assemblées. Si une telle soudure ne peut être réalisée, l'affaiblissement qui en résulte peut être compensé par l'ajout d'une plaque de renforcement.

  La deuxième règle consiste à utiliser plutôt des soudures bout à bout que des soudures d'angle, pour des raisons qui deviendront évidentes plus loin dans ce chapitre. Les soudures à rainure à pénétration totale présentent, en effet, une meilleure tenue à la fois en statique et en fatigue.

> Dans une poutre en treillis, un élément tubulaire ne peut être soudé directement à un autre sans qu'un cordon de soudure transversal à l'un ou l'autre élément soit créé. Lorsque la contrainte est faible, comme dans les éléments comprimés élancés, cet assemblage est acceptable; mais dans le cas d'ossatures soumises à des contraintes élevées, il est nécessaire d'utiliser des goussets disposés dans le plan du treillis afin de pouvoir réaliser la liaison de tous les éléments aboutissant à un nœud à l'aide uniquement de cordons de soudure longitudinaux.

On trouve, dans la norme W59.2[8.4], une description détaillée des dispositions constructives relatives au soudage par fusion de l'aluminium. Celles qui concernent les soudures à rainure, les soudures d'angle, les cales et les goujons sont traitées en détail dans le présent chapitre. Le lecteur devra consulter la norme pour obtenir un complément à l'information déjà présentée dans ce chapitre ainsi que dans le chapitre 2, sur les sujets suivants :

- les matériaux d'apport;
- la préparation des bords;
- le nettoyage des surfaces avant le soudage;
- les tolérances et les méthodes d'assemblage;
- le contrôle de la déformation et des contraintes dues au soudage;
- le retrait;
- la terminaison des soudures;
- la réparation des défauts;
- la correction des déformations;
- les critères d'acceptation des discontinuités dans les assemblages soudés;
- l'inspection du soudage;
- le renforcement et la réparation des structures existantes.

8.2.2 Soudures d'angle

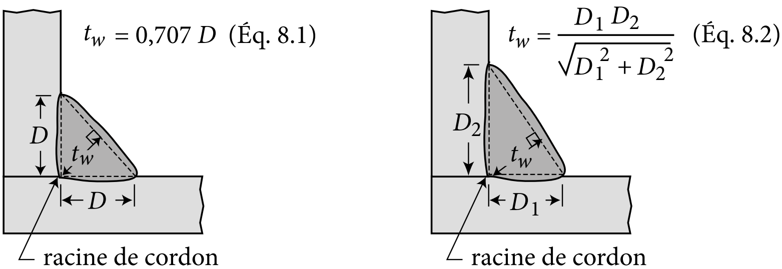
Une soudure d'angle a une section théoriquement triangulaire, comme on l'a vu précédemment, et ce triangle est habituellement un triangle isocèle (soudure d'angle standard). La grosseur nominale d'une soudure d'angle, dénotée *D*, est égale à la longueur des côtés égaux du plus grand triangle isocèle qu'on peut placer à l'intérieur de la section réelle du cordon (figure 8.8a).

L'épaisseur efficace d'une soudure d'angle (t_w), aussi appelée *gorge efficace*, est la distance la plus courte entre la racine du cordon et l'hypoténuse de la section triangulaire théorique. Elle est donc mesurée sur une droite perpendiculaire à l'hypoténuse et reliant la racine à l'hypoténuse. Pour une soudure d'angle standard, cette droite fait un angle de 45° avec les côtés du triangle. Ainsi,

$$t_w = 0{,}707\,D \tag{8.1}$$

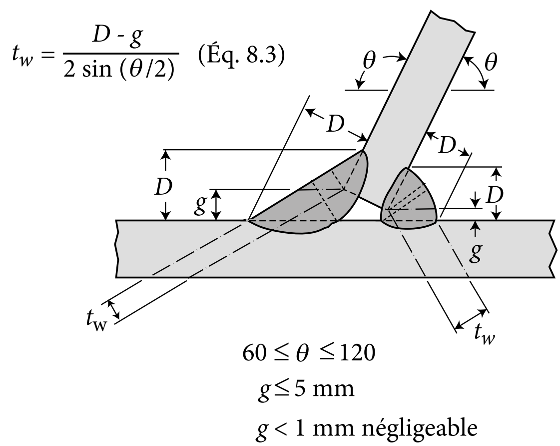
Si on utilise une soudure d'angle avec côtés inégaux, ce qui est peu fréquent (figure 8.8b), la section théorique du cordon est celle du plus grand triangle rectangle qu'on peut placer à l'intérieur de la section réelle du cordon. Dans ce cas, on peut calculer l'épaisseur efficace avec l'équation suivante :

$$t_w = \frac{D_1\,D_2}{\sqrt{D_1^2 + D_2^2}} \tag{8.2}$$



a) Triangle rectangle isocèle

b) Triangle rectangle



c) Triangle quelconque

FIGURE 8.8 Gorge efficace des soudures d'angle

Si les pièces à raccorder par les soudures d'angle ne sont pas perpendiculaires les unes aux autres, la section du cordon de soudure d'angle n'est pas un triangle rectangle. Dans ce cas, la gorge efficace dépend de l'angle (θ) et de l'écartement (g) entre les pièces, définis sur la figure 8.8c. On calcule t_w à l'aide de l'équation suivante[8.4]:

$$t_w = \frac{D - g}{2 \sin(\theta/2)} \tag{8.3}$$

L'angle d'intersection des pièces peut varier entre 60 et 120 degrés. Si cet angle est supérieur à 120°, on ne peut pas considérer que la soudure d'angle est structurale, c'est-à-dire qu'on ne peut pas admettre que la soudure transmet un effort. Dans le cas d'un angle inférieur à 60°, la soudure d'angle est généralement utilisée comme renfort avec une soudure à rainure à pénétration partielle (voir la figure 8.2b et la section 8.2.4). On rencontre cette combinaison de soudures dans les treillis à sections tubulaires.

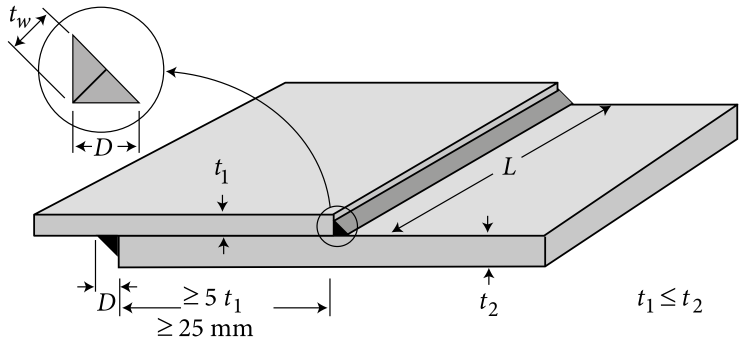
Pour les soudures d'angle, étant donné que la quantité de soudure augmente comme le carré de la grosseur nominale du cordon, alors que la résistance augmente linéairement avec la grosseur nominale, il est plus économique de choisir un long cordon ayant une grosseur nominale faible, plutôt que l'inverse. Il faut toutefois tenir compte de l'épaisseur des pièces jointes. Si la pièce jointe est trop épaisse par rapport à la soudure d'angle, le refroidissement de la soudure sera rapide, ce qui peut produire des fissures de retrait. Comme il est indiqué sur la figure 8.9a, la grosseur minimale d'une soudure d'angle dépend de la plus épaisse des pièces à joindre. On retient la plus petite des trois valeurs de D indiquées sur la figure. La première ($D_{\min} = t_2$) ne contrôle que lorsque t_2 est très petit ($t_2 \leq 3$ mm). Les soudures d'angle de grosseur minimale doivent être exécutées en une seule passe [8.4].

Compte tenu de l'espace disponible et de l'arrangement géométrique des cordons de soudure, il n'est pas toujours possible de choisir une soudure d'angle de dimension minimale. Comme il est indiqué sur la figure 8.9b, la grosseur maximale d'une soudure d'angle dépend de l'épaisseur de la pièce dont le bord est soudé.

La longueur d'un cordon de soudure ne doit pas être inférieure à cinq fois la grosseur nominale du cordon ($L \geq 5D$). S'il n'est pas possible de satisfaire cette règle, la grosseur nominale du cordon à considérer dans les calculs est égale au quart de la longueur du cordon (figure 8.9c).

La longueur efficace (L_m) d'une soudure d'angle doit être la longueur totale de la soudure (L), *y compris les contournements,* moins une longueur D à chaque extrémité[8.4].

$$L_m = L - 2D \tag{8.4}$$



a) Grosseur nominale minimale (dépend de la pièce la plus épaisse).

La plus petite des valeurs suivantes : $D_{min} = t_2$
$D_{min} = t_2/5 + 3$ mm
$D_{min} = 6$ mm

b) Grosseur nominale maximale (dépend de l'épaisseur de la pièce dont le bord est soudé).

$t \leq 5$ mm , $D_{max} = t$

$t > 5$ mm , $D_{max} = t - 1$ mm

c) Grosseur nominale lorsque L < 5 D.

$$D = \frac{L}{4} \quad \text{(pour les calculs)}$$

FIGURE 8.9 Grosseur nominale d'une soudure d'angle

On tient ainsi compte des imperfections de la soudure aux extrémités du cordon (voir la figure 2.47 à la section 2.13.4, ainsi que la section 8.3).

La norme S157[8.6] est légèrement plus libérale puisqu'elle recommande de soustraire deux fois la gorge efficace (t_w) de la longueur totale du cordon de soudure d'angle.

$$L_m = L - 2t_w \tag{8.5}$$

Il est recommandé de prolonger les soudures d'angle autour des coins sur une longueur *au moins* égale à une fois la grosseur du cordon (figure 8.6a) et de ne pas considérer la longueur du contour dans les calculs. Si les contournements ne sont pas exécutés, les équations (8.4) ou (8.5) s'appliquent.

La *section efficace ou critique* d'un cordon de soudure d'angle, dénotée A_w est une section rectangulaire dont l'aire est égale à la gorge (ou épaisseur) efficace multipliée par la longueur efficace du cordon (figure 8.10) :

$$A_w = t_w\ L_m \tag{8.6}$$

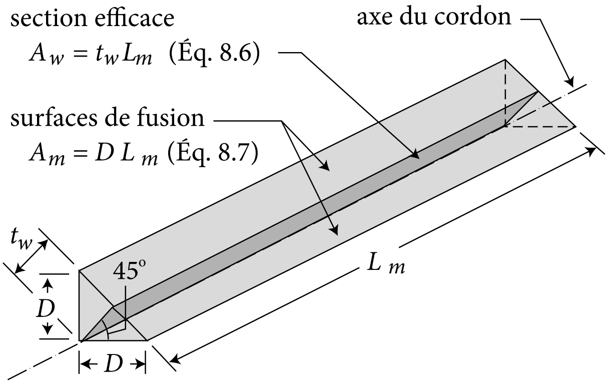


FIGURE 8.10 Section efficace et surfaces de fusion

La surface de fusion, dénotée, A_m, est la surface du métal de base qui est fondue durant le soudage. Si la soudure d'angle a deux côtés égaux, la surface de fusion dans chacune des pièces jointes est égale à la grosseur nominale du cordon multipliée par la longueur efficace du cordon :

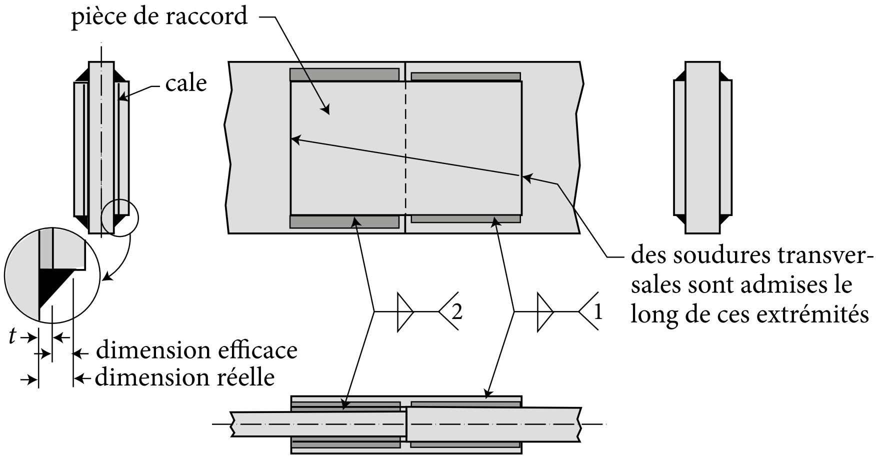
$$A_m = D\,L_m \tag{8.7}$$

L'axe d'un cordon de soudure d'angle est une ligne perpendiculaire à la section triangulaire du cordon et parallèle à la longueur du cordon. Ces définitions sont utilisées à la section 8.6 pour le calcul de la résistance pondérée de la soudure d'angle et du métal de base.

8.2.3 Cales

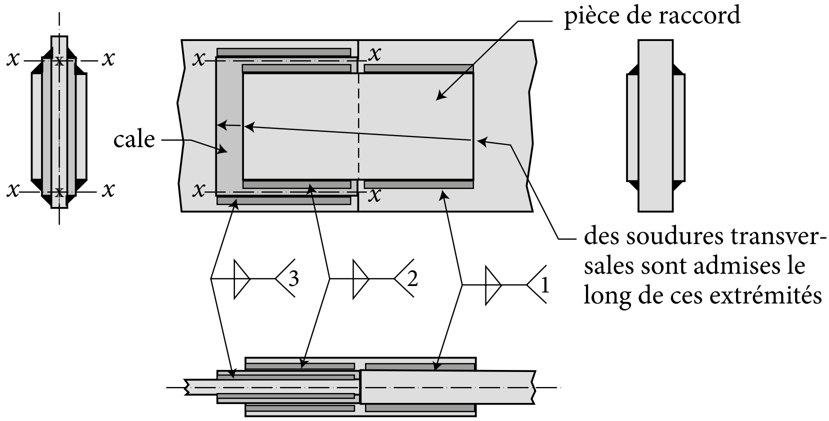
Les cales peuvent être utilisées pour le raboutage de pièces d'épaisseurs différentes ou sur des assemblages où, en raison d'un alignement géométrique existant, des décalages doivent être compensés pour faciliter le raccordement.

Une cale d'épaisseur égale ou inférieure à 5 mm ne doit pas servir à transmettre un effort, mais elle doit être au même niveau que les bords soudés de la pièce soumise à l'effort. Les dimensions des soudures le long de ces bords doivent être égales à la dimension requise plus la valeur et l'épaisseur de la cale, tel qu'illustré sur la figure 8.11a[8.4].



Note : La section efficace de la soudure (2) doit être égale à celle de la soudure (1), mais sa dimension réelle doit être sa dimension efficace plus l'épaisseur t de la cale.

a) Cales d'épaisseur égale ou inférieure à 5 mm



Notes : - La section efficace des soudures (2) doit être égale à celle des soudures (1).

- La longueur des soudures (2) doit être suffisante pour éviter de soumettre le matériau d'apport à des contraintes excessives en cisaillement le long des plans *x-x*.

- La section efficace des soudures (3) doit être au moins égale à celle des soudures (1).

b) Cales d'épaisseur supérieure à 5 mm

FIGURE 8.11 Détails concernant la mise en oeuvre des cales

Une cale d'épaisseur supérieure à 5 mm doit se prolonger au-delà des bords de la pièce de raccord (aussi appelée couvre-joint) et être soudée à la pièce sur laquelle elle est placée. Les soudures réunissant la pièce de raccord à la cale et les soudures réunissant la cale à la pièce sur laquelle elle est placée doivent être conçues *pour transmettre les efforts à la pièce de raccord ou aux pièces à raccorder*. Certaines conditions limites à respecter sont indiquées sur la figure 8.11b.

Un exemple de calcul (exemple 3) est présenté à la section 8.10.

8.2.4 Soudures à rainure

Si on utilise une soudure à rainure à pénétration complète pour joindre bout à bout deux plaques d'épaisseur ou de largeur différentes, on doit chanfreiner les pièces, tel que montré que la figure 8.12. L'épaisseur de la gorge efficace (t_w) à considérer pour la soudure est égale à l'épaisseur de la pièce la plus mince.

S'il peut être démontré que l'utilisation de joints à pénétration partielle est justifiée, il faut prendre en considération les données présentées aux tableaux 8.1 et 8.2 pour la conception et le calcul de la résistance du joint[8.4].

La *gorge efficace minimale* d'une soudure à rainure à pénétration partielle pour les assemblages bout à bout, en L ou en T, dépend de l'épaisseur de la plaque ou de la tôle et doit être conforme au tableau 8.1. Des exemples de soudures à rainure à pénétration partielle sont présentés sur la figure 8.13.

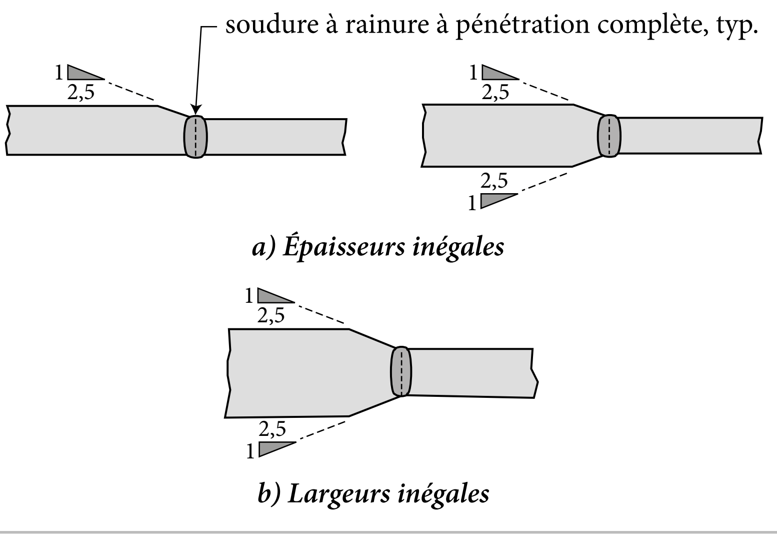


FIGURE 8.12 Joints bout à bout entre plaques de dimensions différentes

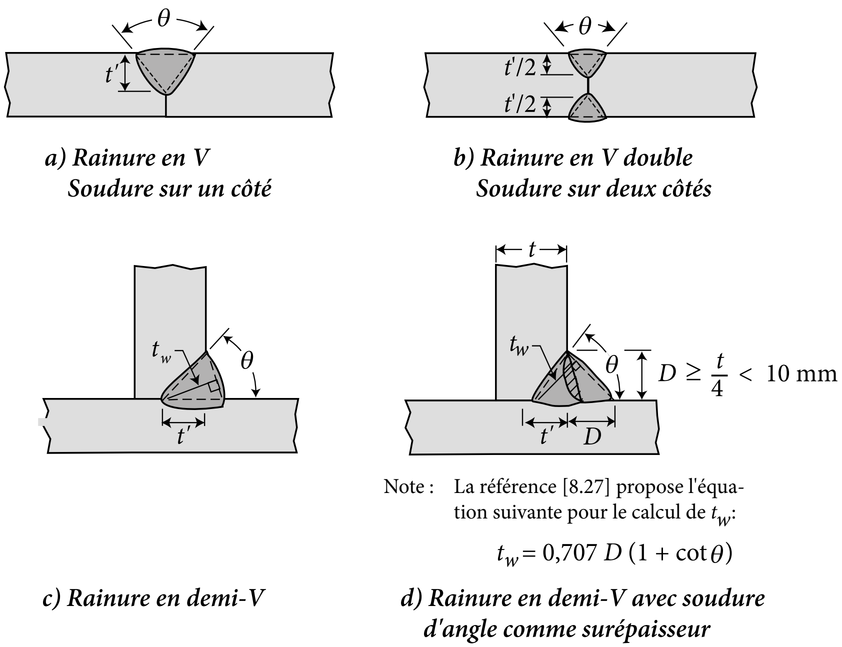


FIGURE 8.13 Exemples de joints soudés à pénétration partielle

TABLEAU 8.1 Gorge efficace minimale des soudures à rainure à pénétration partielle

Épaisseur de la plaque ou tôle la plus épaisse (mm)	Gorge efficace minimale (t_w) (mm)
$3 < t \leq 5$	2 *
$5 < t \leq 6$	3 *
$6 < t \leq 13$	5
$13 < t \leq 20$	6
$20 < t \leq 40$	8
$40 < t \leq 60$	10
$60 < t \leq 150$	13
$t > 150$	16

* La dimension minimale pour les structures sous charge dynamique doit être égale à la moins élevée des valeurs suivantes : l'épaisseur de la tôle ou 5 mm.

TABLEAU 8.2 Profondeur de la préparation des soudures à pénétration partielle

Méthode de soudage	Type de préparation	Angle d'ouverture (θ)	Position de soudage	Profondeur minimale (t')
GMAW GTAW PAW	en J, en U	–	Toutes les positions	Gorge efficace
	en V, en demi-V	$\theta \geq 60°$		
GMAW	en V, en demi-V	$45° \leq \theta < 60°$	À plat, verticale	
GTAW PAW	en V, en demi-V	$45° \leq \theta < 60°$	Toutes les positions	Gorge efficace, plus 3 mm
GMAW	en V, en demi-V	$45° \leq \theta < 60°$	Horizontale, au plafond	

La *profondeur minimale de la préparation* des soudures à pénétration partielle, requise pour obtenir la gorge efficace exigée, doit être conforme au tableau 8.2 [8.4].

La *profondeur de la préparation* d'une soudure à rainure simple ou double à pénétration partielle, combinée à une soudure d'angle (figure 8.13d), doit être telle que la *gorge de la soudure combinée* n'est pas inférieure à celle qui est obtenue en utilisant les données du tableau 8.1 pour les soudures à rainure ou celles de la figure 8.9a pour les soudures d'angle.

Dans le cas des assemblages en T et en L, l'épaisseur de la gorge efficace (t_w) d'une soudure à pénétration partielle renforcée ou non par une soudure d'angle (figures 8.13c et d) doit être égale à la plus courte distance entre la racine du chanfrein et la surface de la soudure moins 3 mm, lorsqu'une telle réduction est exigée en vertu du tableau 8.2 (t_w ou $t_w - 3$ mm).

La dimension d'une soudure d'angle effectuée sur une soudure à rainure, conformément aux exigences de l'ingénieur afin d'obtenir une transition régulière dans les assemblages en T ou en L, ne doit pas être inférieure à $t/4$, t étant l'épaisseur de l'élément à bord chanfreiné sur lequel la soudure d'angle doit être effectuée (figure 8.13d). Toutefois, il n'est pas nécessaire que la dimension de la soudure soit supérieure à 10 mm. Les assemblages en T soumis à des charges dynamiques en traction perpendiculaire à l'axe de la soudure doivent avoir des soudures d'angle sur deux côtés, avec ou sans soudure à rainure [8.4].

Dans des pièces épaisses, il est à noter qu'on peut avoir des soudures à rainure à pénétration partielle des deux côtés, avec une portion centrale de l'épaisseur non soudée. Dans ce cas, l'épaisseur efficace totale est égale à la somme des épaisseurs efficaces de chaque côté, tel qu'illustré sur la figure 8.13b.

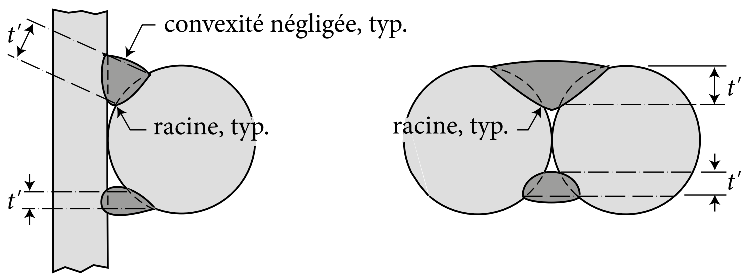
L'aire de la section efficace (A_n) d'une soudure à rainure est égale au produit de la longueur efficace de la soudure définie à la section 8.2.2 par la gorge efficace.

$$A_n = t_w \, L_m \tag{8.8}$$

Les procédures pour exécuter les soudures entre les sections courbes et entre les sections courbes et les plaques (figure 8.4) doivent être élaborées par l'entrepreneur. La dimension du cordon de soudure qu'on désire obtenir doit être déterminée à l'aide de soudures types. Dans le cas du calcul de la résistance, la gorge efficace (t_w) est la plus courte distance mesurée entre la racine et la surface de la soudure (t' sur la figure 8.14), sans tenir compte de toute convexité de la surface soudée, moins la plus petite des valeurs suivantes : 20 % de cette distance ou 3 mm. Ainsi, t_w est la plus grande des valeurs suivantes :

$$t_w = 0{,}8t' \tag{8.9}$$

$$t_w = t' - 3\,\text{mm} \tag{8.10}$$



La plus grande des valeurs suivantes

$t_w = 0{,}8\,t'$ (Éq. 8.9)

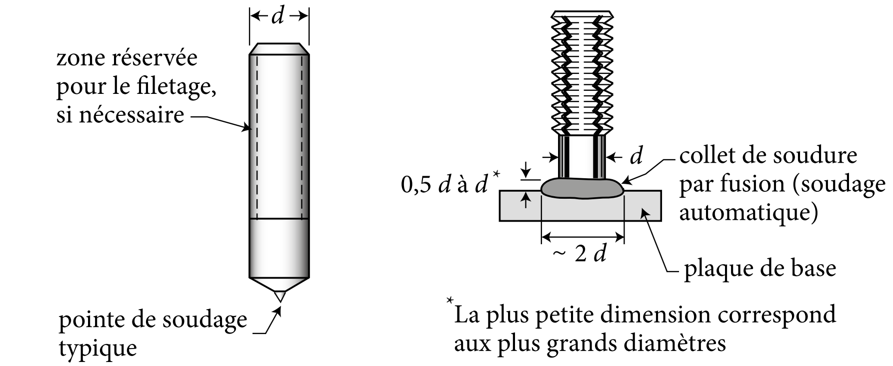
$t_w = t' - 3$ mm (Éq. 8.10)

FIGURE 8.14 Gorge efficace des soudures à rainure à bord tombé

8.2.5 Goujons

Pour relier une pièce en aluminium par boulonnage à une autre pièce qu'on ne peut ou qu'on ne désire pas perforer, il est possible d'utiliser des goujons en aluminium.

Un goujon est essentiellement une tige fabriquée dans des alliages étirés à froid ou extrudés. Certains modèles sont entièrement filetés, d'autres le sont partiellement et quelques-uns présentent, en plus, une portion cylindrique protubérante. Il existe un grand choix de goujons pour de nombreuses applications particulières. Un exemple de goujon est présenté sur la figure 8.15.



a) Goujon non fileté, avant la pose

b) Goujon fileté, après la pose

FIGURE 8.15 Exemples de goujons en aluminium posés par soudage à l'arc

Pour la pose des goujons, on utilise généralement des procédés automatiques, mais il est aussi possible de souder les goujons manuellement à l'aide de soudure d'angle. Les principaux procédés sont les suivants[8.8] :

- le soudage à l'arc sur des éléments en aluminium à l'aide d'une machine à souder automatique spécialement conçue pour la pose des goujons (procédé SW pour « arc Stud Welding »);
- le soudage avec décharge de condensateur à l'aide d'un équipement transportable, spécialement conçu à cet effet, et selon l'une ou l'autre de trois méthodes (avec contact à l'amorçage, avec écartement à l'amorçage ou avec amorçage par contact et retrait);
- le soudage manuel par des soudures d'angle, en utilisant le procédé GMAW, GTAW ou PAW définis à la section 8.1.4.

Le soudage à l'arc permet la pose très rapide de goujons dont les diamètres varient entre 5 et 13 mm (3/16" et 1/2"). À la base du goujon, une portion du métal fondu forme un anneau qui s'apparente à une soudure d'angle, mais qui n'en est pas une. La longueur du goujon est réduite d'environ 3 mm lors du soudage. Puisque la pose s'effectue à l'aide d'une virole en céramique thermorésistante pour protéger l'arc, la forme et les dimensions de l'anneau de métal fusionné sont bien contrôlées. Des dimensions caractéristiques sont présentées sur la figure 8.15b. La figure 8.16 illustre quelques méthodes permettant de tenir compte de la présence des anneaux de soudure lors de la réalisation des assemblages [8.8].

Les alliages les plus utilisés pour *le soudage à l'arc* des goujons sont les alliages 4043, 5183, 5356 et 5556. On remarque que les alliages couramment utilisés comme métal d'apport pour le soudage (4043 et 5356) sont aussi utilisés pour la fabrication des goujons.

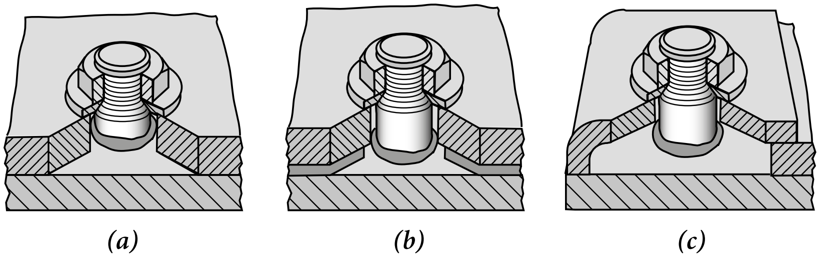


FIGURE 8.16 Méthodes d'assemblage permettant de tenir compte de la présence des anneaux de soudure à la base des goujons

Les propriétés mécaniques du tableau 2.9 peuvent donc être utilisées directement pour les différents alliages constituant la plaque de base sur laquelle les goujons sont soudés.

Pour les goujons *soudés par décharge de condensateur*, le volume de métal fusionné selon l'une ou l'autre des trois méthodes identifiées précédemment est presque négligeable. La réduction de longueur des goujons est de l'ordre de 0,20 à 0,38 mm. En raison du court cycle de soudage, les zones affectées thermiquement qui caractérisent le soudage à l'arc sont présentes, mais petites. Ce sont les raisons pour lesquelles le procédé de soudage par décharge de condensateur ne permet la pose que de petits goujons dont les diamètres varient entre 2 et 8 mm[8.8].

Le choix d'alliages pour les goujons pouvant être soudés par décharge de condensateur est plus grand que dans le cas précédent. Les alliages d'aluminium les plus recommandés sont les alliages 1100, 4043, 5183, 5356, 5556, 6061 et 6063.

Au choix de l'entrepreneur et sous réserve de l'autorisation de l'ingénieur, les goujons peuvent être assemblés par *des soudures d'angle* en utilisant l'un ou l'autre des procédés GMAW, GTAW et PAW. La dimension minimale de la soudure d'angle doit alors être de 5 mm pour les goujons de 6 à 10 mm, et de 6 mm pour des goujons de 10 à 13 mm de diamètre. La base du goujon doit être plate.

Quelle que soit la méthode utilisée pour le soudage, on doit régulièrement procéder à des essais de traction ou de pliage des goujons pour vérifier leur résistance[8.4]. Les essais de résistance à la traction directe sont recommandés lorsque le calcul est basé sur la résistance maximale à la traction de la soudure (F_{wu}), ce qui est le cas pour la référence [8.6], comme on le verra à la section 8.5.5.

Les références [8.4], [8.5] et [8.8] contiennent une série de recommandations pour la pose, la qualification et les réparations ou le remplacement des goujons soudés, qui apportent un complément à l'information présentée dans cette section.

8.3 PROCÉDÉS DE SOUDAGE À L'ARC

Puisque les procédés de soudage les plus couramment utilisés en construction sont les procédés à l'arc GTAW, GMAW et PAW (section 8.1.4), il convient de les étudier un peu plus en détail que les autres procédés de soudage (section suivante)[8.8 - 8.12].

8.3.1 Soudage avec électrode réfractaire (GTAW)

Dans ce procédé, on produit un arc électrique entre une électrode réfractaire en tungstène et la pièce à souder, pendant qu'un jet de gaz inerte entourant l'électrode, généralement de l'argon, de l'hélium ou un mélange des deux gaz, protège le bain de fusion contre l'oxydation. Une baguette d'apport, tenue à la main, nourrit le bain de fusion, *lorsqu'un métal d'apport est requis*. Une illustration de l'équipement généralement utilisé pour le soudage à l'arc avec électrode réfractaire en tungstène est présentée sur la figure 8.17.

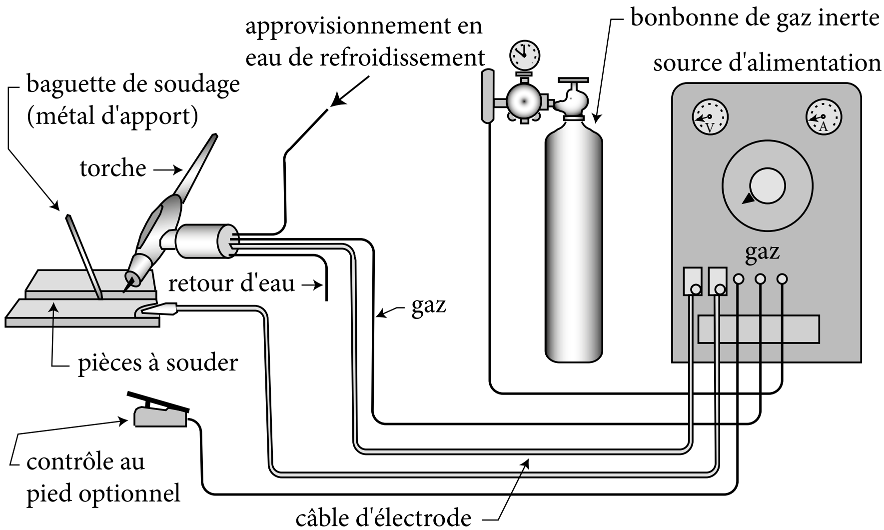


FIGURE 8.17 Équipement pour le soudage à l'arc sous gaz avec électrode réfractaire en tungstène (GTAW ou TIG)

Alors que les postes pour le soudage des aciers inoxydables sont à courant continu, ceux qui sont utilisés pour le soudage des alliages d'aluminium ont une source de courant alternatif pour le décapage et la fusion du métal. Une source de courant HF se superpose au courant de soudage pour assurer l'amorçage de l'arc à chaque alternance. L'alternance positive assure la pénétration et le refroidissement de l'électrode.

Le procédé GTAW convient pour des épaisseurs comprises entre 1 et 6 mm. Il peut être automatisé, mais difficilement robotisé.

Il existe une version dans laquelle l'hélium est le gaz protecteur. L'hélium permet d'obtenir une température élevée dans l'arc électrique. Il faut disposer d'une source de courant continu à polarité directe. La fonction de décapage est réduite mais l'énergie de soudage est plus importante. Cela permet de souder en une seule passe des produits dont l'épaisseur est de l'ordre de 10 à 12 mm. Ce procédé est toutefois réservé au soudage automatique à cause de la difficulté de maintenir la hauteur d'arc à une valeur constante et inférieure à 0,5 mm.

La version manuelle du procédé, avec métal d'apport sous forme d'une baguette tenue à la main et amenée dans le bain de fusion, permet la réalisation de soudures de petites dimensions, de soudures circulaires et de produits de faible épaisseur. La version automatique est intéressante puisqu'elle permet le soudage de pièces en série et, en particulier, lorsque l'accès à l'envers de la soudure est impossible. Le transfert du fil d'apport se fait automatiquement à partir d'une bobine, comme pour le soudage GMAW.

8.3.2 Soudage avec électrode consommable (GMAW)

Dans ce procédé, un fil d'alliage d'aluminium sert à la fois d'électrode et de métal d'apport. Préalablement enroulé sur une bobine, le fil se déroule automatiquement jusqu'à l'outil de soudage (pistolet ou torche) au fur et à mesure de sa consommation. L'équipement généralement utilisé pour le soudage à l'arc sous gaz avec fil plein est montré sur la figure 8.18.

L'énergie de soudage est fournie par une source de courant continu (courant lisse). Le branchement est effectué en polarité inverse (le moins à la pièce) pour assurer à la fois le décapage de la couche d'alumine et la fusion du fil électrode.

La réoxydation est empêchée par un écran de gaz inerte, comme pour le procédé GTAW. Le procédé GMAW, utilisé en courant lisse, permet de soudage de produits dont l'épaisseur est supérieure à 2,5 mm.

Dans sa version manuelle, aussi appelée semi-automatique, le procédé GMAW est certainement le procédé de soudage le plus utilisé. En effet, il permet d'obtenir des soudures de très bonne qualité tout en ayant un rapport qualité/coût très performant. Il est utilisé pour toutes les soudures à trajectoire complexe, lorsque les dimensions et les épaisseurs des produits sont compatibles avec le procédé et lorsque l'automation ne se justifie pas du point de vue de la rentabilité.

Le procédé GMAW peut facilement être automatisé ou robotisé. Le soudage automatique est réservé aux soudures linéaires, de grande longueur où une installation automatique est rentable. Il assure une qualité de soudage reproductible. Bien entendu, il faut que les paramètres soient parfaitement définis au préalable.

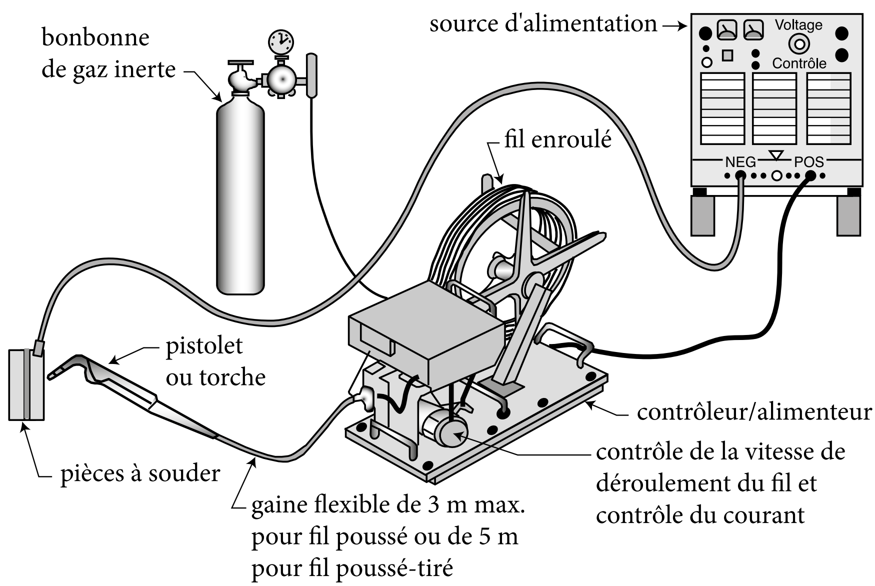


FIGURE 8.18 Équipement pour le soudage à l'arc sous gaz avec fil plein (GMAW ou MIG)

Depuis plusieurs années, les constructeurs proposent des postes dits « synergiques » qui asservissent les paramètres électriques (la tension, l'intensité et la fréquence) à la vitesse de déroulement du fil, en fonction de son diamètre et de sa composition. En modulant l'intensité du cycle de soudage, tel qu'illustré sur la figure 8.19, ces postes diminuent très sensiblement les défauts dûs au manque de pénétration (collage du cordon) au démarrage et aux fissures de cratère en fin de cordon[8.9]. Les postes de soudage synergiques offrent donc une solution intéressante à certains problèmes de soudabilité des alliages d'aluminium identifiés précédemment.

Une amélioration du procédé GMAW consiste à superposer un courant pulsé au courant de base. L'intérêt de la superposition d'une pulsation de courant est de pouvoir maintenir une intensité moyenne basse, tout en conservant un bon régime d'arc. Trois modes de fonctionnement sont possibles : synergique, manuel et programmable. Le procédé GMAW pulsé est limité aux produits minces ($1 \text{ mm} \leq t \leq 5 \text{ mm}$).

Pour le procédé GMAW, il existe trois systèmes de déroulement du fil :

- **fil poussé**, système par lequel le fil est poussé dans une gaine flexible, depuis le bloc-dévidoir jusqu'à la torche, par l'intermédiaire de deux galets à serrage réglable (figure 8.18);

- **fil tiré**, système par lequel le fil est tiré dans sa gaine, à partir du pistolet; le système d'entraînement peut être pneumatique;
- **fil poussé-tiré**, système qui est une combinaison des deux dispositifs précédents. Il implique un bon synchronisme des systèmes d'entraînement.

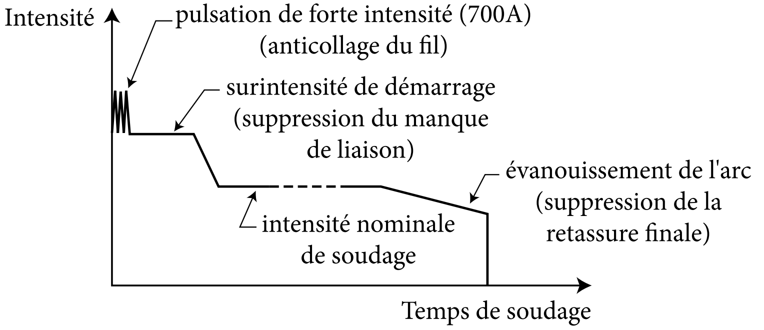


FIGURE 8.19 Cycle de soudage des postes GMAW synergiques

En principe, les procédés *tiré* et *poussé-tiré* équipent les pistolets alors que le système poussé est plutôt réservé aux torches. Les appareils de type fil poussé réduisent au maximum l'encombrement et le poids du pistolet (ou de la torche) qui devient ainsi d'une grande maniabilité. Mais leur utilisation n'est possible que pour des fils de faible section(< 1,6 mm) et des gaines courtes (figure 8.18). Dans les systèmes poussés, les fils mous (1050, 4043) sont sensibles au bouclage dans les galets d'entraînement. C'est pour cette raison qu'on préférera les systèmes *tiré* ou *poussé-tiré* lorsque l'accessibilité aux pièces est bonne. On notera que seules les torches à fil poussé peuvent équiper les robots et les postes synergiques.

La facilité de dévidage et la qualité de fabrication des fils sont des paramètres qui ont une influence sur la bonne exécution de la soudure.

Bien qu'il n'y ait pas de limite supérieure aux épaisseurs pouvant être soudées à l'aide de la torche, on préfère, pour des raisons économiques, utiliser le pistolet pour des épaisseurs supérieures à 8 mm.

8.3.3 Soudage plasma (PAW)

Le procédé PAW est semblable au procédé GTAW à l'exception de l'arc qui est réduit en dimension par un bec refroidi à l'eau[8.8]. La réduction de la dimension de l'arc a pour effet d'augmenter la densité d'énergie, la stabilité directionnelle et le foyer de l'arc plasma. Une des deux techniques de soudage plasma permet la soudure de pièces très épaisses.

Ce procédé utilise une source de courant continu et il n'y a pas de décapage de la couche d'alumine par l'arc, comme dans le procédé GTAW. Les surfaces à souder doivent donc être nettoyées au préalable par d'autres moyens. Toutefois, il existe des techniques de soudage plasma qui permettent le nettoyage par l'arc[8.8].

Une pénétration plus profonde et une plus grande rapidité de soudage sont les principaux avantages de la soudure plasma, si on la compare à celle du procédé GTAW. Il faut toutefois prendre des dispositions spéciales pour minimiser la porosité de la soudure.

8.3.4 Sélection du procédé de soudage

Dans cette section, seuls les procédés GTAW et GMAW seront étudiés.

En principe, toutes les fois que cela sera possible, on préférera le procédé GMAW qui permet une plus grande rapidité d'exécution que le GTAW. On sait que la rapidité de soudage limite les déformations lors du soudage. Le soudage GMAW se prête remarquablement bien à l'exécution des soudures d'angle. En contrepartie, la régularité de la qualité sera plus délicate à maintenir avec le GMAW qu'avec le GTAW ; cela concerne surtout le maintien d'un niveau aussi faible que possible des porosités. De plus, la difficulté d'obtenir une pénétration correcte en GMAW manuel oblige soit à utiliser un support, soit à réaliser une reprise envers. Celle-ci doit obligatoirement être exécutée après que la pénétration ait été gougée (jusqu'à retrouver le métal sain). En outre, même pulsé, le soudage GMAW devient délicat pour les épaisseurs inférieures à 1,5 mm.

Plusieurs facteurs caractérisent les deux procédés de soudage. Ceux qui suivent sont les principaux facteurs qui peuvent guider le choix du procédé[8.11] :

– **l'épaisseur des pièces à souder**

Le procédé GTAW est mieux adapté au soudage des tôles minces alors que le procédé GMAW permet le soudage de plaques épaisses. Les deux procédés se valent pour des épaisseurs variant entre 1,5 et 8,0 mm.

– **l'apparence**

Même si l'apparence dépend surtout de la qualité de la préparation avant le soudage et de l'habileté du soudeur, le procédé GTAW produit généralement un plus beau fini de soudure que le procédé GMAW.

– **la quantité de soudage**

Le procédé GMAW est généralement plus économique pour les productions à grand volume.

– **les distorsions**

Comme il a été mentionné plus haut, le procédé GMAW produit moins de distorsions puisqu'il est plus rapide et qu'il génère moins de chaleur dans les pièces.

– **la mécanisation**

La mécanisation est synonyme de rapidité et la rapidité du soudage engendre moins de distorsion dans les pièces. Il faut toujours chercher à mécaniser les procédés lorsque cela est techniquement et économiquement justifié. Les deux procédés peuvent être utilisés en mode automatique, et seul le procédé GMAW peut être robotisé.

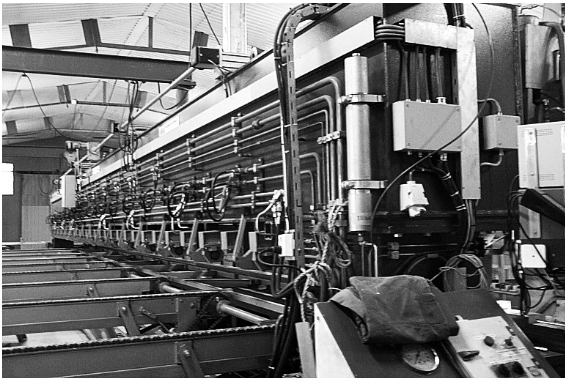
– **les prototypes de soudures**

Il est de bonne pratique de préparer des prototypes avant la production pour guider ses choix. C'est le moyen le plus sûr d'éviter les erreurs coûteuses.

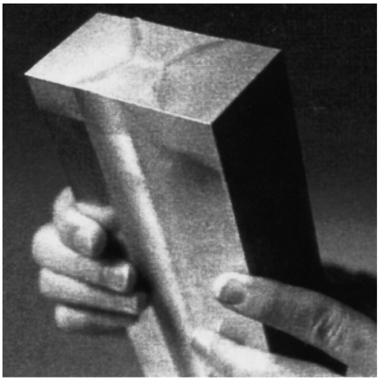
8.4 AUTRES PROCÉDÉS DE SOUDAGE

Pour les applications industrielles en mécanique et parfois en construction, il existe un grand nombre de techniques de soudage autres que celles qui ont été décrites à la section précédente. Quelques-unes sont d'utilisation générale (soudage par faisceau d'électrons, par faisceau laser, par résistance, à la molette ou le brasage, par exemple) et d'autres sont conçues pour des applications spécifiques (soudage par friction, par friction malaxage, par étincelage, par ultrasons ou par explosion). La plupart de ces procédés offrent l'avantage de pouvoir assembler les alliages qui ne sont pas soudables par les techniques classiques GTAW, GMAW et PAW.

Chacun de ces différents procédés de soudage est décrit très brièvement dans la présente section[8.8, 8.9].



Un des premiers appareils de soudage par friction malaxage, Hydro Aluminium, Norvège
PHOTO : DENIS BEAULIEU



Le soudage de plaques très épaisses est possible avec le procédé de soudage par friction malaxage, TWI, Angleterre PHOTO : TWI

8.4.1 Soudage par friction

Le soudage par friction est une technique de soudage par pression à chaud dans laquelle la montée en température est réalisée par *frottement des pièces* à assembler. On réalise de cette manière des soudures entre métaux différents, notamment des connecteurs cuivre-aluminium. Pour l'assemblage de pièce d'aluminium, un simple dégraissage est suffisant et une surface brute de découpage à la scie convient.

La méthode de soudage par friction malaxage (friction stir welding) est une méthode de soudage par friction relativement nouvelle, mais qui connaît un essor fulgurant[8.13-8.19]. La référence [8.37], plus récente, est sans conteste la plus complète pour bien saisir toutes les subtilités de cette technique de soudage. Les paragraphes qui suivent servent d'introduction à cet ouvrage.

La soudure est réalisée à l'aide d'un toupie qui tourne à haute vitesse et qui possède un épaulement de forme précise et une tige profilée, tel qu'illustré sur la figure 8.20. La tige profilée, aussi appelée sonde, est déplacée lentement le long de l'interface créée entre les deux pièces à souder, lesquelles sont maintenues en contact ferme. Une chaleur intense est produite par le malaxage et la friction créées dans le joint par l'outil, fait de matériau très résistant. Cette chaleur amollit le matériau des pièces à assembler *sans que le point de fusion ne soit atteint*. Le matériau plastifié est forgé par confinement sous la base de la toupie. La soudure est ainsi réalisée en *phase solide*.

C'est cette dernière caractéristique qui rend les procédés de soudage par friction très avantageux, en particulier le procédé par friction malaxage. Il est aussi possible de joindre des matériaux qui peuvent difficilement être soudés par fusion, comme les alliages des séries 2000 et 7000, par exemple.

Les autres avantages sont :

- une faible distorsion, même pour les longues soudures, en raison de la faible chaleur générée par le procédé, comparativement au soudage par fusion;
- d'excellentes propriétés mécaniques, démontrées par des essais de traction, de flexion et de fatigue. Réalisé dans les règles de l'art, le chauffage local et rapide *affecte beaucoup moins les propriétés mécaniques des alliages d'aluminium* que les procédés de soudage par fusion. Des essais effectués sur des alliages 5083, 6082 et 7108 ont démontré une perte de résistance causée par le soudage qui peut varier entre zéro et moins de 20 % de la résistance du métal de base non soudé[8.13, 8.16];
- l'absence de fumée;
- l'absence de porosité, de soufflure et de fissuration de solidification;
- l'absence d'éclaboussure;

- un faible retrait;
- la possibilité de souder dans toutes les positions puisque le matériau demeure plastique lors du soudage;
- une efficacité énergétique;
- aucun matériau d'apport n'est requis;
- allègement de l'assemblage total.

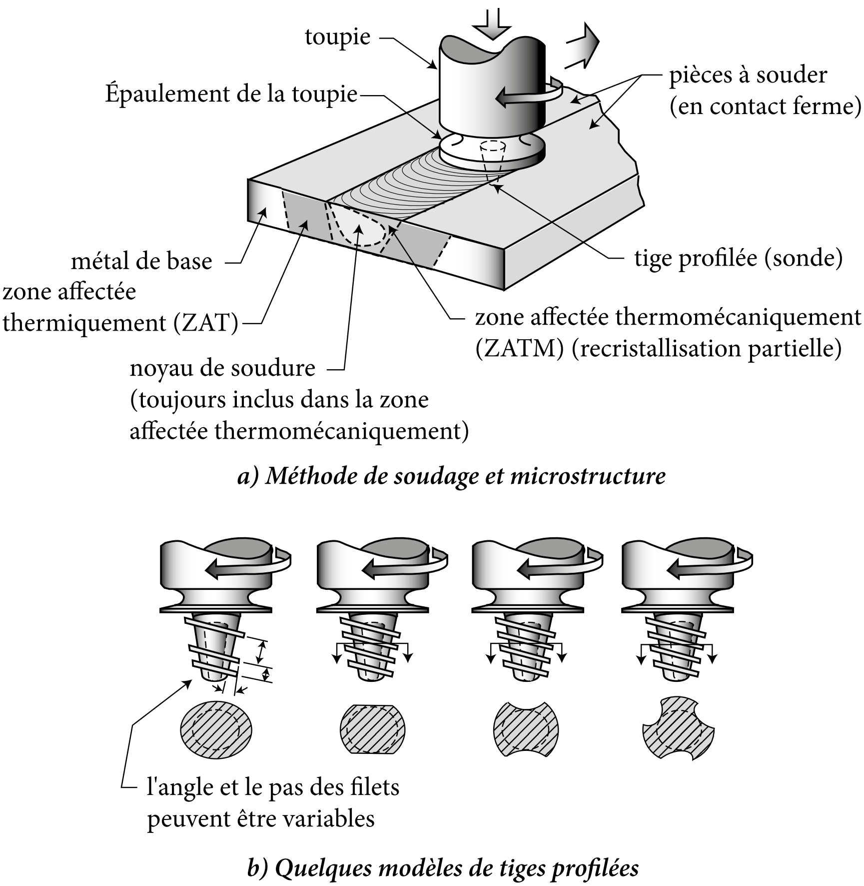


FIGURE 8.20 Soudage par friction malaxage

- aucun gaz protecteur n'est requis;
- aucune certification n'est exigée pour le soudeur;
- un outil non consommable, quoiqu'il subisse une certaine dégradation. Par exemple, une tige profilée permet la réalisation de 1000 mètres de soudure sur un alliage de la série 6000;
- les surfaces à souder peuvent tolérer quelques imperfections;

- les faibles couches d'oxyde peuvent être laissées en place. La zone à souder n'a donc pas besoin d'être nettoyée par brossage, meulage ou à l'aide d'acides;
- possibilité de souder des pièces d'aluminium de très grande épaisseur en une seule opération.

Bien que le procédé soit encore en développement pour des applications particulières, la technologie est déjà au point et se prête bien à l'automation dans de multiples applications industrielles. Plusieurs organisations internationales ont obtenu des licences d'exploitation non exclusives avant 2015 et plusieurs milliers de brevets ont été déposés à ce jour[8.37]. Le procédé développé par *The Welding Institute* n'est plus couvert par un brevet depuis janvier 2015. Les coûts relatifs à la production de pièces soudées par friction malaxage sont donc diminués, puisqu'aucune redevance ne doit être versée à l'inventeur du procédé.

Les limites du procédé de soudage par friction-malaxage sont continuellement repoussées par les efforts intensifs de recherche et de développement réalisés depuis l'introduction de la méthode, en 1991. Les principales limites actuellement reconnues sont:

- une vitesse de soudure modérément plus lente que celle des procédés de soudage par fusion (jusqu'à 750 mm/minute pour le soudage de pièces de 5 mm d'épaisseur en alliage de la série 6000, sur une machine de type courant);
- les pièces à souder doivent être fermement tenues en place;
- un support envers est requis;
- une cavité se forme à l'extrémité de chaque cordon de soudure.

Le procédé de soudure par friction malaxage permet:

- le soudage des alliages des séries 2000, 5000, 6000, 7000 et 8000;
- le soudage entre pratiquement n'importe quelle combinaison d'alliages de corroyage (laminés, extrudés, forgés) et d'alliage de fonderie;
- le soudage du cuivre et de ses alliages, du plomb, du titane, du magnésium, du zinc, du plastique et même de l'acier doux;
- le soudage d'alliages d'aluminium à d'autres matériaux.

Les alliages d'aluminium peuvent être soudés en une seule passe sur des épaisseurs variant entre 1,2 et 50 mm, sans préparation du joint, et sur des épaisseurs pouvant excéder 75 mm, en procédant à deux passes, soit une de chaque côté du joint.

Le procédé a été utilisé pour la réalisation de joints bout à bout, de joints de recouvrement, de joints en T, de joints en coin et de soudure d'angle. Il existe des outils spécialisés pour chaque application. Enfin, il est possible de réaliser des joints autant circonférentiels que longitudinaux.

L'industrie maritime a été la première à utiliser le procédé de soudage par friction-malaxage sur une base commerciale. Aujourd'hui, presque tous les secteurs d'activité trouvent de nouvelles applications pour le procédé et l'adoptent, tout en participant à son développement : l'industrie aérospatiale, l'industrie du chemin de fer, l'industrie du transport routier, l'industrie de la construction et l'industrie électrique[8.13, 8.19, 8.37]. Avec le développement relativement récent de machines à souder de faible gabarit, on peut entrevoir un intérêt accru pour ce procédé révolutionnaire.

8.4.2 Soudage par faisceau d'électrons

Avec le soudage par faisceau laser, le soudage par faisceau d'électrons tombe dans la catégorie des procédés à haute densité d'énergie. Dans les deux cas, l'énergie du faisceau est concentrée dans un très faible volume, ce qui permet soit de réaliser des joints étroits avec une vitesse de soudage élevée, soit de souder des matériaux très épais en une seule passe.

La quantité de chaleur apportée par unité de longueur de cordon est *10 à 20 fois plus faible* que lors du soudage à l'arc. Il en résulte :

- que les contraintes thermiques et les déformations sont beaucoup plus faibles dans les pièces soudées. Cette propriété est très intéressante pour l'assemblage de pièces de grandes dimensions ;
- une diminution de la largeur de la zone affectée thermiquement (ZAT).

Avec ces procédés, il est possible de souder des alliages contenant du cuivre des familles 2000 et 7000 parce qu'il n'y a pas de phénomène de fusion des joints de grains (liquation ou brûlure).

Dans la plupart des cas, le soudage est effectué sans métal d'apport. Il convient donc de :

- réduire au minimum l'espace entre les bords à souder,
- positionner les pièces avec précision par rapport au faisceau.

L'utilisation de fil d'apport est une technique délicate, mais elle permet d'élargir les tolérances du positionnement. De plus, dans le cas des alliages sujets à la fissuration, le métal d'apport limite les fissures dans le cordon.

Il est possible de réaliser des joints bout à bout, sur bords francs ou par recouvrement. Dans certains cas, la soudure d'angle est également possible. Pour le soudage par faisceau d'électrons, la conception des joints est très différente de celle du soudage à l'arc et elle relève de la compétence de spécialistes.

Dans le procédé de soudage par faisceau d'électrons, la fusion du joint est réalisée par bombardement d'électrons. Pour maîtriser la trajectoire des électrons, il est nécessaire d'opérer *sous vide primaire*, dans une enceinte close. Des machines à vide local permettent une utilisation plus souple du procédé, en cassant progressivement le vide dans des enceintes situées au-dessus du cordon de soudure. Ce procédé, dont la mise en œuvre est complexe, reste limité à des entreprises spécialisées, notamment à cause de l'émission de rayons X provoqués par la décélération des électrons.

Ce procédé peut être utilisé pour réaliser le soudage de petites pièces dans la production en grande série, comme c'est le cas pour l'acier. L'aluminium n'étant pas un matériau magnétique, les pièces à souder ne dévient pas le faisceau, contrairement à ce qui est observé avec d'autres métaux. Tous les alliages d'aluminium sont, a priori, soudables sans métal d'apport.

On peut souder par faisceau d'électrons, une gamme d'épaisseurs très étendue, allant de quelques dixièmes à *plusieurs centaines de millimètres*.

8.4.3 Soudage par faisceau laser

Le champ d'utilisation du soudage par faisceau laser a récemment connu de l'extension, avec l'arrivée sur le marché de nouvelles sources de soudage plus puissantes et moins chères. Contrairement au soudage par faisceau d'électrons, le soudage au laser peut *s'effectuer à l'air libre*, sans gaz protecteur.

Les meilleures performances sont obtenues avec les lasers CO_2 de puissance. Les vitesses de soudage sont de l'ordre de 5 à 10 m/min pour des épaisseurs inférieures à 3 mm et de 1 à 3 m/min pour des épaisseurs voisines de 6 mm.

Dans l'état actuel de la technique, les lasers YAG sont moins puissants que les lasers CO_2, mais ils présentent un meilleur couplage avec les alliages d'aluminium. Leur longueur d'onde permet le transfert du faisceau par fibre optique, ce qui rend leur utilisation plus souple[8.9].

La bonne conductivité thermique de l'aluminium et son pouvoir réfléchissant élevé exigent l'utilisation de puissances de soudage relativement fortes pour obtenir la fusion. L'expérience a montré que les alliages contenant plus de 2 à 3 % de magnésium nécessitent une puissance moindre du fait d'un meilleur transfert énergétique par le plasma situé au-dessus du bain de fusion.

La plupart des alliages d'aluminium sont soudable à l'aide du procédé par faisceau laser.

8.4.4 Soudage par résistance

Le soudage par résistance est un mode d'assemblage dans lequel la liaison de deux ou plusieurs éléments en aluminium est faite par fusion localisée. Elle est provoquée par l'échauffement qui résulte du passage d'un courant intense *dans la résistance* formée par le contact local des éléments en présence.

Le courant, en traversant les couches d'interface résistantes, provoque la fusion d'une lentille de métal (noyau). *Les électrodes laissent une empreinte* sur la surface, dont la profondeur dépend de la dureté du métal, des paramètres de soudage et de la forme de la face active de l'électrode.

Les conductivités thermique et électrique des alliages d'aluminium étant quatre fois plus élevées que celles de l'acier, il est important d'appliquer un fort courant de soudage (15 000 à 30 000 A) pendant un temps très court pour réaliser la fusion de la lentille. Le temps de soudage doit être très court pour éviter la surchauffe. En conséquence, les installations de soudage par résistance des alliages d'aluminium ont des puissances électriques plus élevées que celles du soudage de l'acier, toute choses étant égales, par ailleurs.

La couche d'oxyde à la surface du métal *n'empêche pas le soudage* à la condition de régler les paramètres du soudage pour réduire la résistance de contact, notamment en augmentant l'effort de serrage, en choisissant des électrodes de forte dureté et en optimisant la forme de la face active des électrodes.

Le soudage par résistance est une des techniques utilisées pour souder les goujons, comme on l'a vu à la section 8.2.5.

8.4.5 Soudage à la molette

Le soudage à la molette est un procédé dérivé du soudage électrique par points (soudage par résistance). Les électrodes sont remplacées par deux disques ou molettes qui entraînent les pièces par friction. Le courant est lancé à intervalles plus ou moins longs de façon à réaliser des séries de points qui peuvent être séparés, joints ou imbriqués. Ce type de soudage se prête bien à la fermeture étanche de réservoirs à parois minces.

8.4.6 Soudage par étincelage

Le soudage par étincelage peut être réalisé en bout à bout sur des pièces serrées dans des mors qui servent d'amenée du courant. Les pièces peuvent être serrées, puis mises sous tension. C'est aussi du soudage par résistance.

Les pièces peuvent également être mises simultanément en contact et sous tension. Dans ce cas, il y a formation de petits cratères de fusion qui s'étendent rapidement sur toute la surface de contact. Ce procédé peut être adapté en continu pour la *fabrication de profilés ou de tubes roulés soudés.*

Le soudage des goujons par décharge de condensateur est, en fait, un cas particulier du soudage par étincelage (section 8.2.5).

8.4.7 Soudage par ultrasons

Dans le procédé de soudage par ultrasons, l'énergie haute fréquence est convertie en *énergie vibratoire* qui, en produisant des frottements à l'interface des deux surfaces, provoque le soudage.

Avec ce procédé, les alliages d'aluminium sont soudables entre eux, mais aussi avec d'autres matériaux dont le *verre et les céramiques.* Le rapport des épaisseurs à souder doit rester inférieur à 4 pour une tenue mécanique correcte. Les puissances mises en jeu sont infimes par rapport au soudage par point (de 100 à 4 000 W). Il n'est pas nécessaire d'avoir une préparation de surface spéciale.

8.4.8 Soudage par explosion

Dans le soudage par explosion, on utilise l'énergie provoquée par la détonation d'un explosif pour lier deux éléments entre eux. La force produite par la détonation de l'explosif crée une soudure à haute résistance avec un minimum de diffusion et de déformation à l'interface des pièces. Cette technique est limitée aux joints à recouvrement et à la liaison de panneaux d'aluminium à d'autres types de métaux, comme les aciers (inoxydables ou non) le cuivre ou le titane. Les plaques bi-métalliques ainsi formées sont découpées en segments plus fins pour être utilisés dans de nombreuses applications comme éléments de transition. Des techniques conventionnelles de soudage sont ensuite utilisées pour souder, par exemple, l'aluminium et l'acier de chaque côté du segment.

Pour le soudage par explosion, la préparation des surfaces est semblable à celle des autres procédés de soudage. Le nettoyage doit être effectué peu de temps avant le soudage et la couche d'oxyde, laissée en place, est brisée et dispersée lors du soudage.

8.4.9 Le brasage

Le brasage consiste à lier des pièces métalliques à l'aide d'un métal d'apport à l'état liquide (i.e. fondu). Ce métal (ou alliage) *a une température de fusion inférieure* à celle des métaux de base à assembler. Il vient mouiller les surfaces à assembler pour former le joint brasé. Des exemples typiques de joints réalisés avec le soudage par brasage sont illustrés sur la figure 8.21[8.8, 8.11]. Deux procédés existent : le *brasage fort*, si la température de brasage est supérieure à 450 °C, et le brasage tendre, si elle est inférieure à 450 °C.

Dans le procédé de *brasage fort*, il est essentiel d'éliminer la couche d'oxyde présente à la surface et d'éviter l'oxydation au cours du chauffage, pour obtenir des joints de bonne qualité et pour maîtriser le phénomène de capillarité.

Les techniques de brasage fort sont le brasage à l'air, avec flux à résidus corrosifs ou non corrosifs, le brasage sous atmosphère contrôlée neutre, avec ou sans flux, et le brasage sous vide, sans flux.

Les *alliages d'apport* dépendent du procédé utilisé. Ainsi, pour les procédés avec flux corrosifs ou non, on utilise les alliages 4343, 4045 et 4047. Pour le brasage sous vide, on utilise les alliages 4004 et 4104. Les alliages qui peuvent être brasés d*oivent avoir une température de fusion supérieure à 620 °C*. C'est le cas des alliages 1050, 1100, 1200, 3003, 3005, 3105, 6060 et 6063.

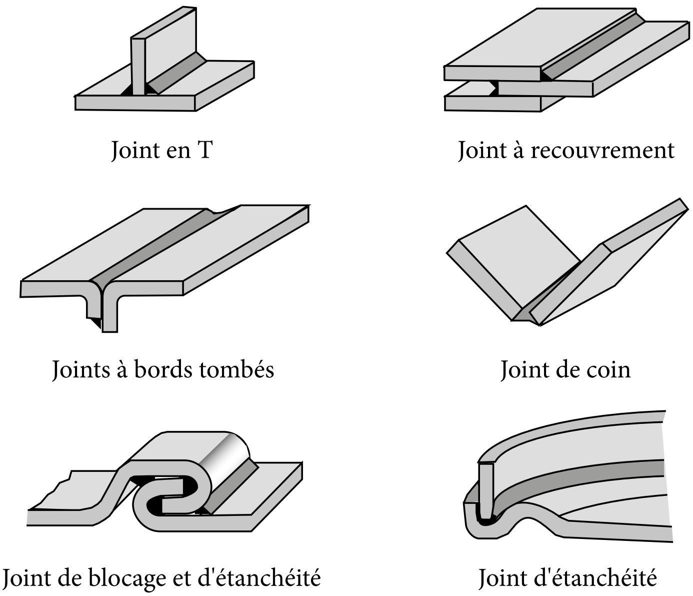


FIGURE 8.21 Exemple de joints soudés par brasage pour les alliages d'aluminium

La température habituelle de brasage de ces alliages est voisine de 600 °C et la durée de maintien est de quelques minutes. Pour obtenir des joints étanches, il faut réduire la diffusion dans la zone brasée et la dissolution excessive du métal de base par le métal d'apport à l'état liquide.

Les caractéristiques mécaniques des matériaux soumis au cycle de brasage *correspondent à celle d'un état recuit* (état O), pour les alliages non traitables thermiquement ou d'un *état T4* pour les alliages traités thermiquement (série 6000), à condition que le refroidissement soit rapide après le brasage (de 1 à 3 °C/s).

Le brasage fort est la technique qui est largement utilisée dans la fabrication des échangeurs thermiques dans l'automobile où l'étanchéité est primordiale. Il a d'autres applications comme les échangeurs pour l'aéronautique, les guides d'ondes, etc. Les applications structurales sont limitées.

Le brasage tendre est possible pour la plupart des alliages d'aluminium à condition d'effectuer des préparations de surface appropriées au métal d'apport et à l'application envisagée. Les propriétés recherchées sont en général *l'étanchéité* et la conductivité thermique ou électrique. *La résistance mécanique du joint est faible*, ce qui a pour conséquence de rendre impossible le recours à ce procédé de soudage pour des applications structurales.

Les métaux d'apport à base de plomb, de cadmium, de zinc, etc., sont utilisables avec des flux appropriés qu'il faut éliminer après brasage. Le chauffage est souvent réalisé à la flamme et parfois au four.

En milieu humide, les résidus de flux sont un facteur de corrosion des alliages d'aluminium. D'autre part, les assemblages faits avec des brasures tendres à base d'étain, de plomb et de cadmium ne peuvent être exposés à un milieu humide sous peine de voir se développer une *corrosion galvanique* du support en alliage d'aluminium.

Le brasage tendre tend à disparaître, pour être remplacé par le *collage* (section 7.12.5), pour des raisons de simplicité de mise en œuvre et de risque de corrosion galvanique, en milieu humide ou agressif, dans la zone proche ou au contact du joint. Les joints soudés par brasage de la figure 8.21 ressemblent à des joints soudés, mais ils s'apparentent davantage aux joints collés.

8.5 RÉSISTANCE DES SOUDURES À RAINURE

Il existe une grande variabilité dans la résistance des soudures et dans la largeur des zones affectées thermiquement, en raison de la multitude de paramètres évoqués précédemment. Les valeurs de résistance proposées dans les tableaux 2.7 et 2.9 sont des valeurs minimales qui tiennent compte de tous ces paramètres et les modèles d'évaluation des zones de capacité réduite par le soudage, présentés sur la figure 4.16, sont des modèles représentatifs mais sécuritaires qui tiennent aussi compte des nombreuses variables qui caractérisent le soudage.

Les normes de calcul, comme la norme S157-17[8.6], permettent toutefois d'utiliser des valeurs moins sécuritaires lorsqu'il peut être démontré de façon rigoureuse que de telles valeurs existent. Cette remarque est générale et s'applique non seulement au calcul des assemblages soudés, mais à l'ensemble des recommandations des normes.

8.5.1 Résistance en traction

La résistance en traction d'une soudure à rainure est évaluée en considérant *la plus petite valeur* obtenue des équations (4.26), (4.30) et (4.31). L'équation (4.26) donne la résistance à la plastification de la section brute, en dehors du joint soudé et les équations (4.30) et (4.31) donnent la résistance en traction de la section en tenant compte de la présence de soudures transversales et longitudinales, respectivement.

Lorsque les soudures à rainure sont à pénétration complète, les épaisseurs nominales (gorges efficaces, t_w) à considérer dans le calcul des aires de sections sont les épaisseurs des pièces soudées, tel que mentionné à la section 8.2.4. Lorsque les soudures sont à pénétration partielle, une portion de la section n'est pas disponible et il faut en tenir compte dans les calculs en suivant les recommandations présentées à la section 8.2.4.

Il convient de rappeler que la norme S157[8.6] *ne recommande pas* l'usage d'assemblages à rainure à pénétration partielle dans les charpentes en aluminium, mais qu'elle n'en interdit pas l'usage.

8.5.2 Résistance en compression

La résistance pondérée en compression (C_r) d'une soudure à rainure transversale à pénétration complète est évaluée en considérant la plus petite des deux valeurs suivantes lorsque la portion de la pièce qui contient la soudure n'est pas libre de déverser ou de flamber :

$$C_r = \phi_y \; A\,F_y \tag{8.11}$$

$$C_r = \phi_u \; A\,F_{wu} \tag{8.12}$$

Dans ces équations, $\varphi_y = 0{,}9$, $\varphi_u = 0{,}75$, A est l'aire de la section, F_y est la limite élastique de l'alliage (tableau 2.7) et F_{wu} est la résistance ultime de la soudure (tableaux 2.7 et 2.9). Lorsque la soudure à rainure est à pénétration partielle, l'aire (A) est remplacée par l'aire efficace (ou nette, A_n) de la section soudée, telle que définie par l'équation (8.8).

Lorsque le joint soudé est affecté par le flambement ou le déversement, il faut appliquer les recommandations décrites dans les chapitres 5 et 6 pour le calcul des résistances (voir, en particulier, la section 5.6 et l'équation 5.43).

8.5.3 Résistance en cisaillement

Pour le calcul de la résistance en cisaillement des soudures à rainure, on applique *de façon sécuritaire* le critère de von Mises, tant à la résistance ultime (F_{wu}) de la soudure qu'à la limite élastique du matériau de base (F_y), même s'il est prouvé que ce critère ne s'applique pas vraiment à l'ultime[8.20].

Ainsi, la résistance pondérée en cisaillement (V_r) d'une soudure à rainure à pénétration totale doit être égale à la plus petite des deux valeurs obtenues des équations suivantes où tous les termes ont été définis précédemment :

$$V_r = \phi_y \; 0{,}6\,A\,F_y \tag{8.13}$$

$$V_r = \phi_u \; 0{,}6\,A\,F_{wu} \tag{8.14}$$

Une fois de plus, il suffit de remplacer A par la valeur de A_n donnée par l'équation (8.8) lorsque la soudure à rainure est à pénétration partielle. Un exemple de calcul (exemple 8.1) est présenté à la section 8.10.

8.5.4 Résistance des soudures à rainure à bords tombés

Il est difficile de qualifier de façon précise la résistance d'une soudure réalisée pour relier entre elles des sections courbes ou une section courbe et une plaque, tel que dans les exemples des figures 8.4 et 8.14. La référence [8.6] recommande au concepteur ou à l'entrepreneur de démontrer que leur soudure se qualifie pour résister aux charges qui lui sont appliquées, c'est-à-dire de faire la preuve que la soudure possède une pénétration et une gorge effective (t_w) adéquate.

Deux méthodes sont proposées : la mesure de l'épaisseur de la gorge efficace et les essais de chargement.

Dans le premier cas, la gorge mesurée doit excéder de 3 mm la gorge requise pour résister aux charges. Les équations qui s'appliquent sont celles des sections 8.5.1 à 8.5.3 pour la résistance, selon le type de sollicitation, l'équation (8.8) pour le calcul de l'aire de la section efficace et les équations (8.9) et (8.10) pour le calcul de la gorge efficace.

Dans le deuxième cas, il est recommandé de procéder à des essais destructifs sur *trois spécimens* fabriqués consécutivement, en utilisant la même procédure de fabrication et à retenir comme valeur caractéristique de résistance, *la plus faible* des valeurs obtenues.

Plaques bi-métalliques aluminium-acier obtenues par soudage par explosion et utilisées comme éléments de transition en construction navale PHOTO : DENIS BEAULIEU

8.5.5 Résistance des soudures de goujons

Si un goujon en aluminium est soudé de façon adéquate à un élément en alliage d'aluminium, la pleine résistance du goujon est alors disponible et il peut être calculé comme un boulon ou un rivet, selon la théorie étudiée au chapitre 7.

Pour que le goujon soit qualifié, la *résistance pondérée des soudures* en traction et en cisaillement doit être égale aux valeurs données par les équations suivantes, dans lesquelles $\varphi_f = 0{,}67$ et A_b est l'aire de la tige du goujon ($A_b = \pi\, d^2/4$) :

$$T_r = \phi_f\, A_b\, F_{wu} \tag{8.15}$$

$$V_r = \phi_f\, 0.6\, A_b\, F_{wu} \tag{8.16}$$

8.6 ASSEMBLAGES CONCENTRIQUES AVEC SOUDURE D'ANGLE

Pour les assemblages avec soudures d'angle, comme on l'a souligné à la section 8.1.7, il faut distinguer les assemblages concentriques, les assemblages excentriques en torsion, et les assemblages excentriques en flexion, pour un moment qui agit soit dans le plan x - y, soit dans le plan y - z de l'assemblage (figure 8.7).

Les équations de base pour le calcul des soudures d'angle seront d'abord étudiées en considérant l'application la plus simple, soit celle des assemblages concentriques. Les autres types d'assemblages seront étudiés dans les sections suivantes.

Quelle que soit l'orientation de la charge appliquée par rapport à l'axe d'un cordon de soudure d'angle, la soudure *peut être considérée comme cisaillée*. Pour la soudure d'angle, de nombreux essais et analyses ont montré que la résistance ultime en cisaillement et la ductilité de la rupture dépendent de l'orientation de la charge par rapport à l'axe du cordon, tant pour le soudage de l'aluminium[8.21-8.24] que pour le soudage de l'acier[8.25-8.28]. Cette orientation est définie par l'angle θ, Pour un cordon latéral, la charge est parallèle à l'axe du cordon et $\theta = 0°$. Pour un cordon frontal, elle est perpendiculaire et $\theta = 90°$ (figure 8.22a).

Sur les figures 8.22b et c, sont présentés des résultats d'essais caractéristiques des structures soudées en acier[8.25] et en aluminium[8.21, 8.24] montrant l'influence de l'orientation de la charge. On remarque que les cordons latéraux sont les moins résistants mais les plus ductiles, la déformation à la rupture étant maximale pour ces cordons. On observe le phénomène contraire pour les cordons frontaux, soit une résistance maximale et une ductilité minimale.

Quelques analyses théoriques ont confirmé les observations expérimentales, à savoir que le plan de rupture de la soudure d'angle varie suivant l'orientation de la charge[8.25, 8.26]. Selon ces résultats, les chercheurs ont admis que, pour un cordon latéral, la plan de rupture de la soudure d'angle correspond à la section efficace définie sur la figure 8.10 et que, pour un cordon frontal, le plan de rupture de la soudure d'angle correspond *plus ou moins* à une des surfaces de fusion définies sur la même figure, celle qui est parallèle à la charge. Ces hypothèses sont résumées sur les figures 8.23a et b.

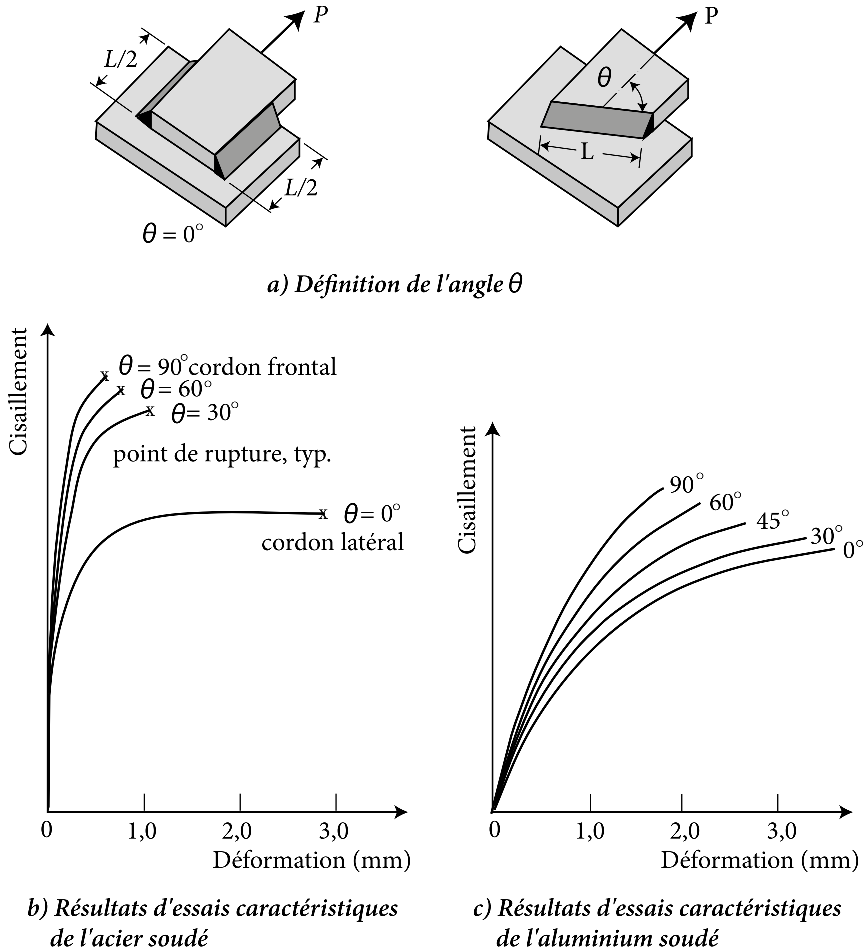


FIGURE 8.22 Comportement des soudures d'angle

Même si les chercheurs s'entendent sur l'hypothèse concernant le plan de rupture et la résistance des cordons latéraux, ils divergent grandement d'opinion sur le reste, d'où l'absence d'un modèle unique pour le calcul de la résistance des soudures d'angle en fonction de l'orientation de la charge.

Quelle que soit l'hypothèse retenue (figures 8.23b et c), ce qui importe est d'adopter pour les calculs une méthode qui simule de façon adéquate *les nombreux résultats d'essais expérimentaux* obtenus sur les soudures d'angle. En ce sens, la norme S157 propose une méthode de calcul basée sur une *relation de type sphérique* entre les différentes résistances, et recommande de considérer une contrainte de cisaillement pur égale à $0{,}6\,F_{wu}$, selon l'axe du cordon de soudure (axe x sur la figure 8.23a).

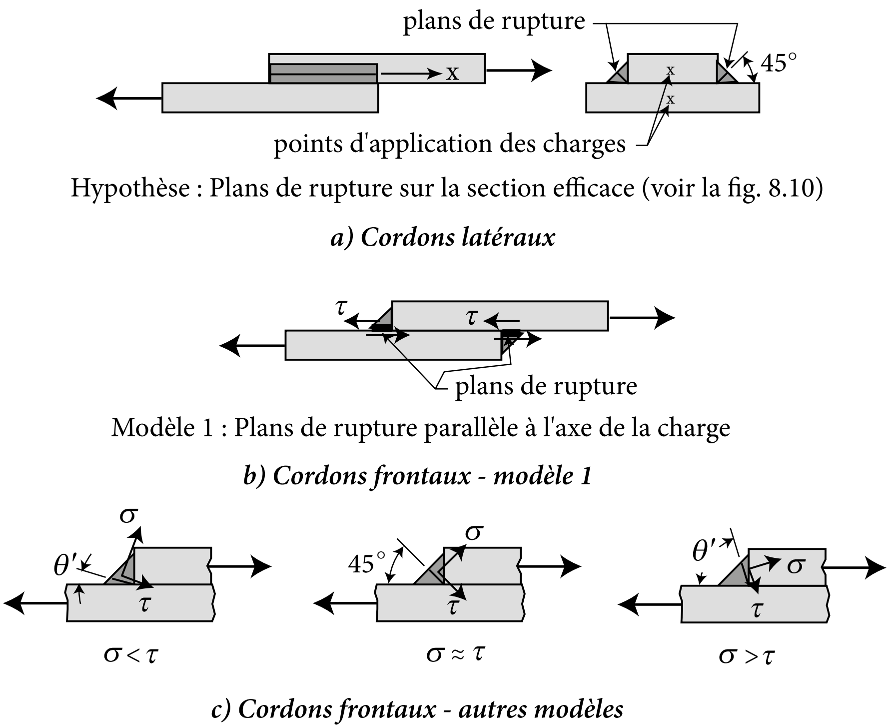
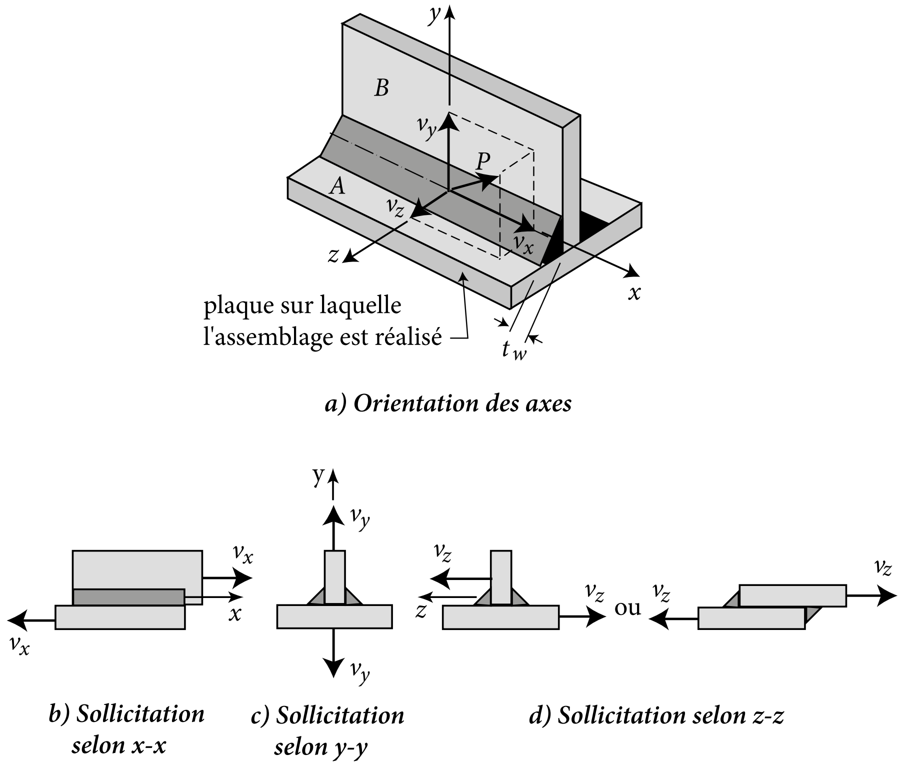


FIGURE 8.23 Variation du plan de rupture

La résistance pondérée *par unité de longueur* (v_r), d'un cordon de soudure sollicité de façon concentrique est donné par l'équation suivante :

$$v_r = \phi_f \, k \, t_w \, F_{wu} \tag{8.17}$$

Dans cette équation, φ_f est égal à 0,67, t_w est donné par l'une ou l'autre des équations (8.1) à (8.3), l'équation (8.1) étant la plus courante, et k est un coefficient relié à l'orientation de la charge appliquée et défini sur la figure 8.24.



Axe	Direction de la charge appliquée	Type d'effort	k
x	parallèle à l'axe du cordon	cisaillement simple	0,6
y	perpendiculaire à la plaque A	cisaillement sur la face verticale du cordon	0,7
z	perpendiculaire à la plaque B	traction sur la face verticale du cordon	0,7

e) Définition des efforts et de k

FIGURE 8.24 Sollicitation d'un cordon de soudure d'angle et définition du coefficient *k*

On constate que deux valeurs simples ont été retenues pour le coefficient *k*, reflétant la plus ou moins grande rigidité offerte par les soudures d'angle en fonction de l'orientation de la charge. Il est intéressant de comparer ces résultats aux valeurs correspondantes recommandées par d'autres normes, afin d'illustrer la divergence des modèles. Les résultats sont compilés dans le tableau 8.3[8.20].

TABLEAU 8.3 Comparaison de la résistance des soudures d'angle, exprimée par le coefficient k, dans diverses normes

Norme	Axe x	Axe y	Axe z
S157-05 (édition 2005 de la référence [8.6])	0,6	0,7	0,8
S157-M83[8.29]	0,6	0,6	0,85
CSA-S16-2001[8.30] (acier)	0,67	1,0	1,0
Eurocode 9[8.7]	0,6	0,7	0,7
AA[8.31]	0,6	0,6	0,6

Lorsqu'une force (P) sollicite un cordon de soudure selon un angle quelconque, elle peut être décomposée, selon chacun des axes x, y et z, en efforts de cisaillement (v) par unité de longueur, tel qu'illustré sur la figure 8.24a. Lorsqu'on combine ces efforts, on a le choix des modèles. La référence [8.6] a retenu la formule d'interaction *de forme sphérique* suivante, qui simule très bien le comportement observé expérimentalement :

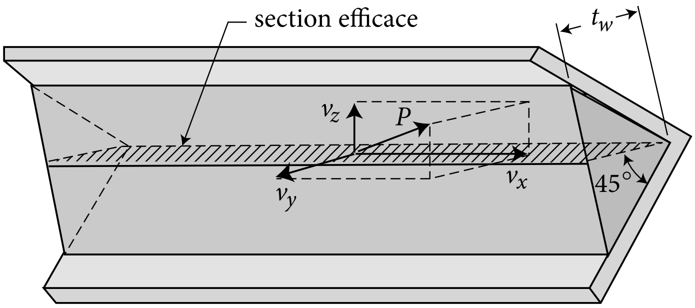
$$\left(\frac{v_x}{v_{rx}}\right)^2 + \left(\frac{v_y}{v_{ry}}\right)^2 + \left(\frac{v_z}{v_{rz}}\right)^2 \leq 1,0$$

Lorsqu'on introduit l'équation (8.17) dans cette équation, on obtient l'équation suivante :

$$\left(\frac{v_x}{0,6}\right)^2 + \left(\frac{v_y}{0,7}\right)^2 + \left(\frac{v_z}{0,7}\right)^2 \leq (\phi_f \; t_w \; F_{wu})^2 \tag{8.18}$$

D'autres normes (la référence [8.7], par exemple) considèrent les efforts par unité de longueur calculés sur la section efficace, définie sur la figure 8.10, et les combinent en appliquant le *critère de plasticité de von Mises* (figure 8.25), même s'il a été démontré qu'il ne peut être convenablement appliqué à la résistance ultime (F_{wu}), tel que mentionné précédemment.

Il est généralement *plus pratique*, *pour les calculs*, de considérer la résistance au cisaillement de la soudure d'angle par unité de longueur et par unité de grosseur nominale du cordon (N/mm/mm). Cette résistance, dénotée q_r, est aussi appelée *flux de cisaillement résistant par millimètre de grosseur nominale.*



v_x = Effort de cisaillement par unité de longueur, parallèle à l'axe du cordon

v_y = Effort de cisaillement par unité de longueur, perpendiculaire à l'axe du cordon

v_z = Effort de traction par unité de longueur, perpendiculaire au plan de la section efficace

Critère de plasticité : $v_z^2 + 3\,(v_x^2 + v_y^2) \leq (t_w F_{wu})^2$

FIGURE 8.25 Application du critère de plasticité de von Mises aux efforts agissant sur la section efficace[8.7]

Si on introduit l'équation (8.1) dans l'équation (8.17), on obtient :

$$v_r = \phi_f \; 0{,}707\, k\, D\, F_{wu} \tag{8.19}$$

$$v_r = D\, q_r \tag{8.20}$$

$$q_r = \phi_f \; 0{,}707\, k\, F_{wu} \tag{8.21}$$

Avant de commencer les calculs d'un assemblage soudé, on connaît généralement les efforts à transférer, le type de soudure et les propriétés mécaniques de la soudure. Si l'assemblage est réalisé avec de la soudure d'angle, il faut établir si l'assemblage est concentrique ou excentrique, selon la classification définie à la section 8.1.7. Dans la mesure du possible, la soudure d'angle est disposée de manière à transmettre les forces sans excentricité. Toutefois, comme pour le soudage des cornières, cela n'est pas toujours possible.

Si l'assemblage est soumis à un chargement statique et si l'excentricité est mineure, on peut négliger les effets de l'excentricité et considérer qu'il s'agit d'un assemblage concentrique. Si on doit considérer la possibilité d'une *rupture par fatigue* due à des charges cycliques fréquentes, il faut éliminer l'excentricité ou en tenir compte dans les calculs, comme on le verra au chapitre suivant.

Le calcul de la soudure d'angle consiste à déterminer la grosseur nominale du cordon (D) et la longueur totale de la soudure, dénotée L_t. Pour les *assemblages concentriques*, on ne dispose que d'une seule équation pour ces deux inconnues. Toutefois, compte tenu de l'espace disponible dans l'assemblage et des dimensions des pièces de transfert (longueur et largeur), la longueur totale des cordons de soudure est souvent connue. Si c'est le cas, il suffit de déterminer la grosseur du cordon. Si on ne connaît pas la longueur de la soudure, on peut choisir arbitrairement la grosseur des cordons, en tenant compte de l'épaisseur des pièces à joindre, calculer la longueur de soudure requise et déterminer l'arrangement géométrique des cordons. Il a été mentionné précédemment que des cordons plus petits mais plus longs requièrent moins de métal d'apport que des cordons plus gros mais plus courts pour supporter la même charge.

La résistance pondérée d'un assemblage concentrique est *égale à la somme des résistances pondérées de chaque cordon*. On dénote par P_f l'effort pondéré sollicitant l'assemblage, par P_r la résistance pondérée de l'assemblage, par L_i la longueur d'un cordon quelconque, par n le nombre de cordons et par L_t la longueur totale de la soudure :

$$L_t = \sum_{i=1}^{n} L_i \tag{8.22}$$

Comme tous les cordons ont généralement la même grosseur nominale (D), il suffit de vérifier l'équation suivante dans laquelle q_{ri} est donné par l'équation (8.21) :

$$P_r = D \sum_{i=1}^{n} q_{ri}\, L_i \geq P_f \tag{8.23}$$

$$D \geq \frac{P_f}{\sum_{i=1}^{n} q_{ri}\, L_i} \tag{8.24}$$

Il faut noter que la longueur d'un cordon de soudure d'angle est généralement mesurée à la racine du cordon. Il existe toutefois des exceptions. Comme on l'a vu à la section 8.1.3, la longueur des soudures en bouchon et en entaille (ce sont des soudures d'angle) est mesurée le long de la ligne médiane du cordon et, comme on le verra dans la prochaine section, la longueur des soudures d'angle dans les assemblages excentriques en torsion est aussi mesurée sur la ligne médiane du cordon. Un exemple de calcul (exemple 8.2) est présenté à la section 8.10.

8.7 ASSEMBLAGES SOUDÉS EXCENTRIQUES EN TORSION

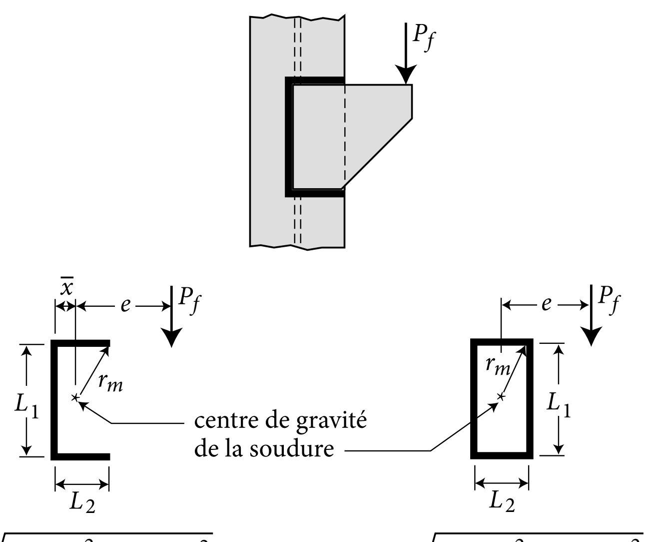
Un assemblage soudé est excentrique en torsion si la charge agit dans un plan parallèle à la surface de contact des pièces soudées et si elle est excentrée par rapport au centre de gravité de la soudure (figures 8.7b et 8.26). En général, dans ce type d'assemblage, les pièces soudées ne butent pas l'une contre l'autre, de sorte que le couple de torsion est repris entièrement par la soudure.

On note, sur la figure 8.26, que les cordons de soudure d'angle peuvent avoir un arrangement géométrique fermé ou un arrangement ouvert, selon que l'on soude ou non sur l'épaisseur de l'aile du poteau.

Pour le calcul de la résistance pondérée de ce type d'assemblage, on peut utiliser, comme dans les assemblages avec connecteurs mécaniques, une approximation de l'analyse à l'état limite ultime, une analyse élastique classique, une analyse élastique adaptée (appelée simplement analyse élastique) et une analyse à l'état limite ultime.

8.7.1 Approximation de l'analyse à l'état limite ultime

L'excentricité a toujours pour effet de réduire la capacité de l'assemblage, lorsque celle-ci est comparée à celle d'un assemblage concentrique ayant les mêmes propriétés géométriques. Cette réduction est d'autant plus grande que l'excentricité est importante, comparée aux dimensions de l'arrangement des cordons de soudure. Cette importance est mesurée par le rapport e/r_m où e est l'excentricité de la charge, et r_m, la distance entre le centre de gravité des cordons et le point de la soudure le plus éloigné du centre de gravité (figure 8.26).



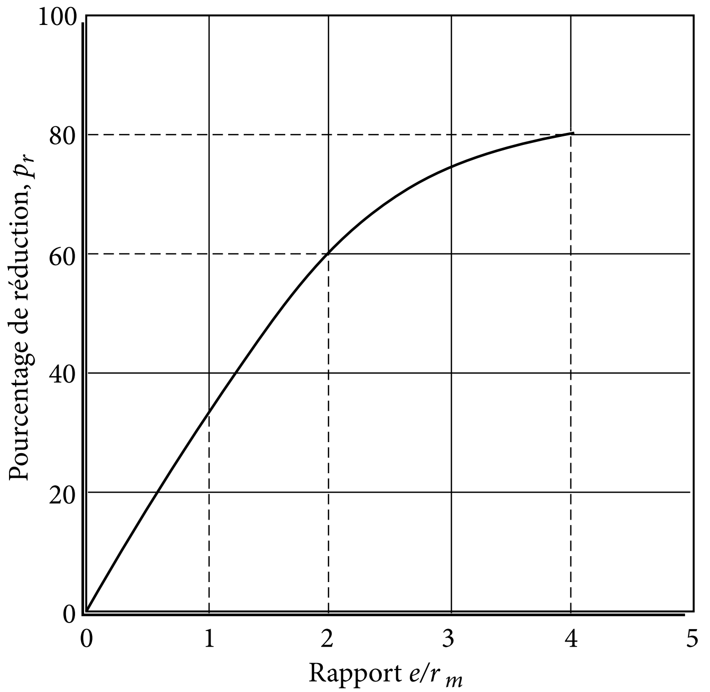
$$r_m = \sqrt{(0{,}5\,L_1)^2 + (L_2 - \bar{x})^2} \qquad r_m = \sqrt{(0{,}5\,L_1)^2 + (0{,}5\,L_2)^2}$$

Note : la longueur des cordons de soudure est mesurée par rapport à la fibre moyenne des cordons.

FIGURE 8.26 Assemblage soudé excentrique en torsion

On a tracé, sur la figure 8.27, une courbe donnant le pourcentage de réduction de la capacité (p_r) en fonction du rapport e/r_m. Cette courbe a été obtenue à partir *d'analyses à l'état limite ultime* de configurations simples de soudure comme celles qui sont montrées sur la figure 8.26, pour diverses valeurs des rapports e/L_1 et L_2/L_1. Il s'agit d'une courbe moyenne, mais tout à fait suffisante pour le dimensionnement[8.32].

Une comparaison des courbes des figures 7.17 et 8.27 montre que l'excentricité cause une réduction plus rapide de capacité pour les assemblages boulonnés. À cause de la continuité des cordons, la soudure est plus efficace.



Note : cette courbe est valide pour des configurations de soudure d'angle simples semblables à celles montrées sur la figure 8.26.

FIGURE 8.27 Pourcentage de réduction de la capacité d'un assemblage excentrique en torsion

Pour un assemblage soudé excentrique en torsion, l'équation (8.23) peut s'écrire :

$$P_r = \left(\frac{100 - p_r}{100}\right) D \sum_{i=1}^{n} q_{ri}\, L_i \geq P_f \tag{8.25}$$

Il est important de souligner que le pourcentage de réduction donné par la courbe de la figure 8.27 est relatif à un assemblage concentrique et que les valeurs de p_r qui ont servi à tracer cette courbe ont été calculées à partir des valeurs données dans les tableaux de la référence [8.33] pour des assemblages soudés simples, excentriques en torsion. Or, dans cette référence, l'effet de l'angle θ a été négligé pour les assemblages concentriques, de sorte que toutes les valeurs de q_{ri} de l'équation (8.25) ont été calculées avec une valeur de k constante et égale à 0,6. Autrement dit, il faut utiliser l'équation (8.26) au lieu de (8.25), avec $k = 0{,}6$ pour le calcul de q_r, si on se sert de la courbe de la figure 8.27 pour déterminer la valeur de p_r.

$$D \geq \left(\frac{100}{100 - p_r}\right) \frac{P_f}{q_r\, L_t} \tag{8.26}$$

Puisque k est constant et égal à 0,6 dans l'équation (8.26), q_r n'est plus une variable et la sommation ne s'applique qu'à L_i, ce qui résulte en L_t d'après l'équation (8.22).

Pour utiliser cette dernière équation, il suffit de calculer r_m et le rapport e/r_m, et de déterminer la valeur de p_r sur la courbe de la figure 8.27. La valeur de D ainsi obtenue est une bonne approximation de la valeur obtenue par une analyse plus précise à l'état limite ultime (section 8.7.4), mais à la suite de calculs beaucoup plus simples.

8.7.2 Analyse élastique classique

L'analyse élastique d'un assemblage soudé excentrique en torsion est une méthode de calcul très connue. Il serait inutile de présenter cette méthode si ce n'était que pour les configurations de soudure d'angle les plus courantes, comme celles qui sont montrées sur la figure 8.26. En effet, la méthode élastique *sous-évalue la capacité* d'un assemblage soudé excentrique en torsion, parfois de façon très significative. Toutefois, pour des arrangements irréguliers de la soudure d'angle, la méthode peut être utile à l'ingénieur. Elle peut également être utile pour le calcul de la variation des contraintes produites *par les charges d'utilisation*, dans le cas d'assemblages soumis à des charges cycliques. On rappelle que *la fatigue* est un état limite ultime vérifié en calculant les variations de contraintes *sous les charges réelles.*

Étant donné que les cordons de soudure sont continus, alors que les connecteurs mécaniques forment une surface de résistance discontinue, chaque cordon est divisé en petits éléments de longueur dL. Si on considère chaque élément de cordon comme un connecteur, la méthode d'analyse devient alors identique à celle qui a été étudiée à la section 7.7.1 pour les assemblages avec connecteurs mécaniques excentriques en cisaillement.

Les cordons de soudure montrés sur la figure 8.28 sont soumis à un effort tranchant concentrique (P_f) et à un couple de torsion égal à :

$$M = P_f\, e = P_f\, (d_v \cos\theta' + d_h \sin\theta') = P_v\, d_v + P_h\, d_h \tag{8.27}$$

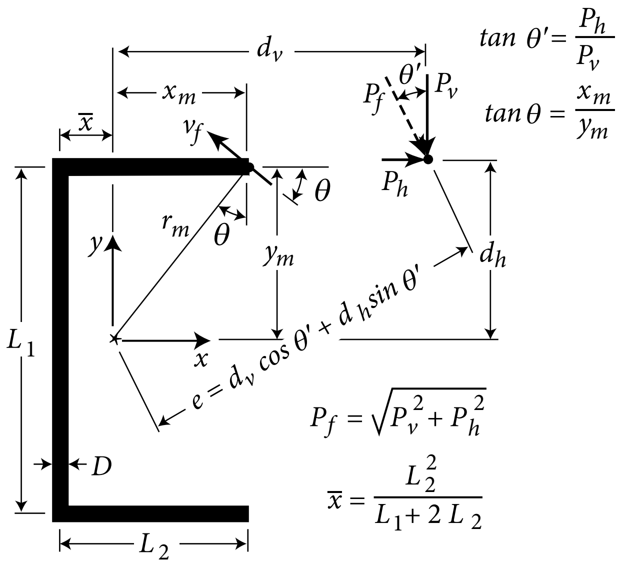


FIGURE 8.28 Analyse élastique classique d'un assemblage excentrique en torsion

Le but de l'analyse élastique est de déterminer l'effort de cisaillement maximal par unité de longueur (dénoté v_f) que l'effort tranchant et le couple de torsion produisent dans la soudure. Les hypothèses de l'analyse élastique sont les mêmes que celles de la section 7.7.1. Il suffit de relire ces hypothèses en changeant le mot « connecteur » par « élément de cordon » et les mots « effort de cisaillement » par « effort de cisaillement par unité de longueur ».

L'équation suivante résulte de ces hypothèses. Elle donne l'effort de cisaillement par unité de longueur dans l'élément de cordon le plus sollicité.

$$v_f = \sqrt{\left(\frac{P_v}{L_t} + \frac{M\,x_m}{I_o}\right)^2 + \left(\frac{P_h}{L_t} + \frac{M\,y_m}{I_o}\right)^2} \leq D\,q_r \qquad (8.28)$$

Dans cette équation, on utilise la notation suivante :

L_t : longueur totale de la soudure = $\int dL$ ($L_t = L_1 + 2L_2$ sur la figure 8.28) ;

x_m : abscisse du point de la soudure le plus éloigné du centre de gravité;

y_m : ordonnée du point de la soudure le plus éloigné du centre de gravité;

r : distance d'un élément de cordon quelconque au centre de gravité de la soudure;

I_o : constante géométrique de l'assemblage= $\int r^2\, dL$.

Si la soudure ne comprend que des cordons parallèles à l'axe x ou à l'axe y (cas usuel), on peut démontrer que le paramètre I_o est donné par l'équation suivante :

$$I_o = \sum_{i-1}^{n} (I_{xi} + \mathrm{I}_{yi}) \tag{8.29}$$

Les paramètres de cette équation sont définis comme suit :

n : nombre total de cordons (n = 3 sur la figure 8.28);

I_{xi} : moment d'inertie d'un cordon quelconque par rapport à l'axe x, par millimètre de grosseur nominale(D) ou par millimètre de gorge efficace ($t_w = 0{,}707\,D$), selon le cas (voir la section suivante) (mm^3);

I_{yi} : moment d'inertie d'un cordon quelconque par rapport à l'axe y, par millimètre de grosseur nominale ou de gorge efficace (mm^3).

Le produit de cette constante par la grosseur nominale du cordon de soudure (D) ou la gorge efficace (t_w), selon le cas, donne *le moment d'inertie polaire* (I_p) du groupe de cordons de soudure par rapport au centre de gravité. Le moment d'inertie polaire de la soudure sera utilisé dans la section 8.7.3.

Selon l'équation (8.28), la grosseur nominale de la soudure d'angle est donnée par :

$$D \geq \frac{v_f}{q_r} \tag{8.30}$$

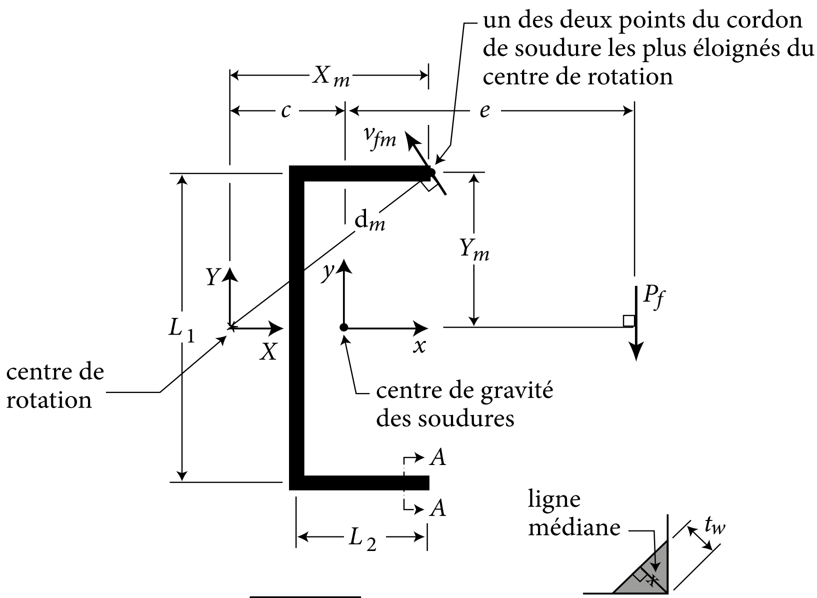
Dans cette équation, q_r est donné par l'équation (8.21). Pour utiliser les équations (8.28) à (8.30), on suppose d'abord un arrangement géométrique des cordons de soudure, si cet arrangement n'est pas connu ; ensuite, on calcule I_o avec l'équation (8.29), v_f avec l'équation (8.28) et D avec l'équation (8.30). Si la valeur de D ainsi obtenue dépasse la grosseur nominale maximale permise, il faut modifier l'arrangement géométrique, c'est-à-dire augmenter la longueur des cordons ou en ajouter d'autres.

Lorsque la géométrie de l'assemblage (la longueur des cordons de soudure) et la grosseur nominale (D) sont connus, on utilise l'équation (8.29) pour déterminer I_o et l'équation (8.28) pour évaluer v_f. La valeur maximale de l'effort de cisaillement par unité de longueur sous les charges d'utilisation (v), peut être utilisée pour vérifier la résistance à la fatigue de l'assemblage (voir le chapitre 9).

On rappelle que pour les assemblages excentriques en torsion, on considère la soudure comme une ligne située sur *la fibre moyenne des cordons*[8.6]. Lorsque la position de cette fibre ne peut être évaluée de façon précise, la ligne située à la racine du cordon donnera une approximation raisonnable de la résistance de l'assemblage.

8.7.3 Analyse élastique

Comme pour les assemblages avec connecteurs mécaniques, il est reconnu que la rotation d'un assemblage soudé sollicité de façon excentrique en torsion ne s'effectue pas autour d'un point situé au centre de gravité de l'assemblage, mais plutôt par rapport à un point situé sur une droite perpendiculaire à la ligne d'action de la charge, passant par le centre de gravité de l'assemblage. Ce point est appelé *centre de rotation*. Par rapport au centre de gravité de l'assemblage, il est situé du côté opposé à celui de la charge appliquée, tel qu'illustré sur la figure 8.29. Dans le cas de la torsion pure, il est confondu avec le centre de gravité de l'assemblage, et c'est le seul cas où l'analyse élastique classique s'applique véritablement. Dans le cas de l'effort tranchant pur ($e = 0$), le centre de rotation est à l'infini. Donc, plus l'excentricité est grande, par rapport aux dimensions de l'assemblage soudé, plus le centre de rotation se rapproche du centre de gravité de l'assemblage soudé.



$$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} \qquad \text{(Éq. 8.36)}$$

Pour cet exemple,

$$n = 3$$

$$L_t = \sum_{i=1}^{n} L_i = L_1 + 2\,L_2 \qquad \text{(Éq. 8.22)}$$

FIGURE 8.29 Analyse élastique d'un assemblage excentrique en torsion

La position du centre de rotation (c), établie par rapport au centre de gravité de l'assemblage, est obtenue de façon précise par un calcul itératif assez laborieux basé sur une analyse à l'état limite ultime, comme pour les assemblages avec connecteurs mécaniques[8.32]. Une estimation raisonnable de la valeur de c peut être obtenue par une *analyse élastique*[8.6]. La même valeur sera utilisée pour l'analyse à l'état limite ultime dans la section suivante[8.21] :

$$c = \frac{r_p^2}{e} \tag{8.31}$$

Dans cette équation, e est l'excentricité de la charge par rapport au centre de gravité de l'assemblage, tel que défini sur la figure 8.29, et r_p est le rayon de giration polaire de l'assemblage. Par définition, $r^2 = I/A$:

$$r_p^2 = \frac{I_p}{L_t\, t_w} \tag{8.32}$$

Il convient de souligner que la référence [8.6] utilise le symbole H pour définir la longueur totale de la soudure et le symbole T pour définir la gorge de la soudure. Ainsi $L_t\, t_w = HT$ = aire totale de la gorge de la soudure. La gorge efficace (t_w) du cordon de soudure est définie sur la figure 8.10 et la longueur totale de la soudure (L_t), donnée par l'équation (8.22), est mesurée sur la ligne médiane des cordons de soudure (voir la figure 8.3b). Comme on l'a mentionné dans la section 8.7.2, le moment d'inertie polaire (I_p) de l'assemblage soudé est égal au produit de I_o, donné par l'équation (8.29), par t_w.

$$I_p = I_o\, t_w \tag{8.33}$$

Si on entre les équations (8.33) et (8.32) dans l'équation (8.31), on obtient :

$$c = \frac{I_o}{L_t\, e} = \frac{\sum_{i=1}^{n} (I_{xi} + I_{yi})}{L_t\, e} \tag{8.34}$$

On constate que cette équation s'apparente à l'équation (7.40), dérivée pour les assemblages avec connecteurs mécaniques. On se rend compte, aussi, qu'il importe peu que I_o soit défini par unité de grosseur nominale (D) de soudure ou de gorge efficace (t_w), puisque cette variable s'annule dans l'équation (8.32), lorsque I_p est remplacé par sa valeur donnée par l'équation (8.33). Bien entendu, la valeur correspondante de D ou de t_w doit être utilisée dans l'équation (8.32).

Il peut être démontré que l'effort de cisaillement maximal par unité de longueur qui sollicite le cordon de soudure *en son point le plus éloigné du centre de rotation*, est égal à[8.20, 8.21] :

$$v_{fm} = \frac{P_f\,(e + c)\, d_m}{(I_o + L_t\, c^2)}$$

Si on remplace I_o dans cette équation par sa valeur donnée par l'équation (8.34) ($I_o = L_t e c$), on obtient l'équation suivante :

$$v_{fm} = \frac{P_f \, d_m}{L_t \, c} \tag{8.35}$$

Tous les paramètres de cette équation, y compris ceux qui permettent le calcul de la variable d_m, sont définis sur la figure 8.29.

$$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_{\mathrm{m}}^2} \tag{8.36}$$

Il suffit de s'assurer que l'effort de cisaillement maximal par unité de longueur (v_{fm}) n'excède pas la valeur de v_r donnée par l'équation (8.20).

Cette méthode est particulièrement utile pour vérifier la résistance à la fatigue de l'assemblage soudé (chapitre 9), sous chargement non pondéré. Ainsi, on considère P dans l'équation (8.35) pour obtenir l'effort non pondéré v_m.

Lorsque l'assemblage est sollicité par un couple de torsion pure M_f, la rotation se fait par rapport au centre de gravité de l'assemblage et l'effort de cisaillement pondéré par unité de longueur du cordon de soudure est égal à[8.34] :

$$v_{fm} = \frac{M_f \, d_m}{I_o} \tag{8.37}$$

Cette équation est en tout point semblable à l'équation (7.42) pour les assemblages avec connecteurs mécaniques, excepté pour la définition de I_o.

8.7.4 Analyse à l'état limite ultime

L'analyse à l'état limite ultime d'un assemblage soudé excentrique en torsion est similaire à celle qui a été décrite à la section 7.7.3 pour les assemblages avec connecteurs mécaniques. Toutefois, elle serait beaucoup plus complexe, s'il fallait tenir compte de l'orientation de la charge par rapport à l'axe des cordons de soudure, ainsi que de la distance séparant les cordons du centre de rotation. En effet, la déformation ultime des soudures d'angle varie avec l'orientation de la charge, comme le montre la figure 8.22, et les déformations varient en fonction de la distance mesurée par rapport au centre de rotation.

Pour l'analyse, les cordons sont divisés en petits éléments de longueur L_i, tel qu'illustré sur la figure 8.30. Plus le découpage est fin, plus le résultat est précis, mais un découpage minimal donne généralement des résultats acceptables, comme on le verra à l'exemple 8.4 de la section 8.10. Pour chaque élément de soudure i, on mesure la distance (d_i) entre le centre géométrique de l'élément et le centre de rotation. Avec la notation définie sur la figure 8.30, on a :

$$d_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2} \tag{8.38}$$

Lorsque la charge P_f fait un angle θ' avec la verticale, le calcul de d_i se fait de la façon décrite à la section 7.7.3. Il suffit de remplacer θ par θ' dans les équations (7.45) et (7.46).

Les calculs sont grandement simplifiés, c'est-à-dire qu'on élimine le processus itératif de la méthode, si on pose les hypothèses suivantes pour le calcul de la résistance ultime de l'assemblage soudé[8.6, 8.20, 8.21] :

- tous les éléments de soudure de longueur L_i offrent une résistance uniforme par unité de longueur, quelle que soit leur orientation (angle θ montré sur la figure 8.30) ou leur distance (d_i) au centre de rotation. La valeur de v_r retenue pour les calculs est celle qui est donnée par l'équation (8.17), avec k égal à 0,6;
- la position du centre de rotation effectif à l'ultime est la même que celle qui est obtenue à l'aide de l'équation (8.34) pour une analyse élastique.

Le moment pondéré qui sollicite l'assemblage, égal à $P_f(e + c)$, ne doit pas excéder le moment résistant obtenu par l'addition de chacun des couples résistants $L_i\, d_i\, v_{ri}$ offerts par les éléments de soudure. Il en résulte l'équation suivante, lorsque la résistance v_r est constante :

$$P_r = \frac{v_r \sum_{i=1}^{n} L_i\, d_i}{e + c} \tag{8.39}$$

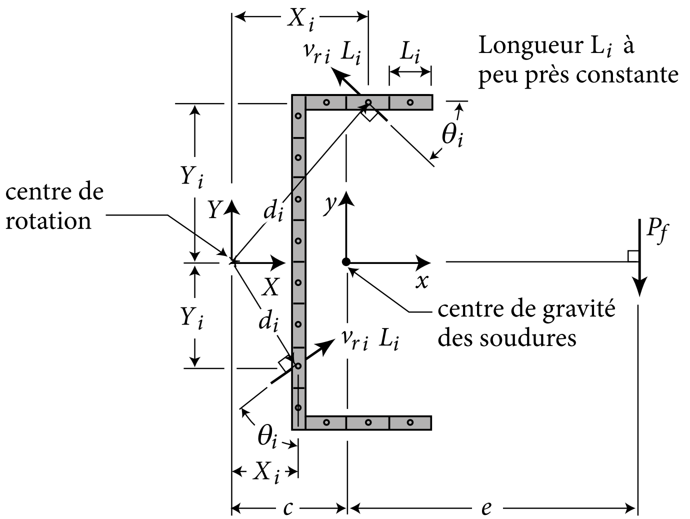


FIGURE 8.30 Analyse à l'état limite ultime d'un assemblage excentrique en torsion

Il suffit, comme pour P_r obtenu de l'équation (7.43) pour les assemblages avec connecteurs mécaniques, de s'assurer que la charge appliquée (P_f) n'excède pas la valeur de P_r donnée par l'équation (8.39).

Lorsque l'assemblage est sollicité par un couple pur (M_f), la rotation se fait *autour du centre de gravité de l'assemblage* et la résistance pondérée devient égale à :

$$M_r = v_r \sum_{i=1}^{n} L_i \, d_i \tag{8.40}$$

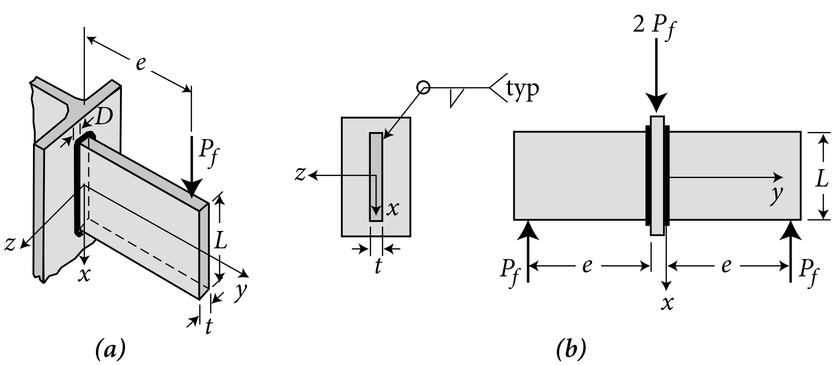
Ainsi, les longueurs d_i sont mesurées entre le centre de gravité de l'assemblage et les centres géométriques respectifs des éléments de soudure.

Un exemple de calcul (exemple 8.4) est présenté à la section 8.10.

8.8. ASSEMBLAGES SOUDÉS EXCENTRIQUES EN FLEXION

8.8.1 Flexion dans le plan x - y

Des exemples d'assemblages excentriques en flexion dont le moment fléchissant, par définition, agit dans le plan x - y, sont illustrés sur les figures 8.7c et 8.31. Ce qui caractérise ce type d'assemblage, c'est la butée des pièces soudées l'une contre l'autre, résultant du fait que le plan d'action de la charge est perpendiculaire à la surface de contact des deux pièces.



Note : la soudure doit être continue sur tout le contour de la plaque perpendiculaire à la surface de contact.

FIGURE 8.31 Assemblages excentriques en flexion – Moment dans le plan x-y

Le modèle de calcul étudié dans cette section se limite à un joint en forme de T, comportant deux cordons de soudure d'angle parallèles situés de chaque côté d'une plaque d'épaisseur t, comme pour les assemblages montrés sur la figure 8.31. Toute autre variation de ce type d'assemblage *devra faire l'objet d'une étude* tenant compte, bien sûr, des particularités de l'aluminium soudé[8.32].

Il a été démontré, dans la référence [8.24], que l'équation suivante, basée sur une distribution parfaitement plastique des contraintes, simule de façon appropriée la résistance ultime pondérée (P_r) de l'assemblage étudié :

$$P_r = \frac{n_{cr}\, n_{tr}\, L^2}{2e\,(n_{cr} + n_{tr})} \leq n_{sr} L \tag{8.41}$$

Dans l'équation (8.41), n_{cr} et n_{tr} sont respectivement la résistance pondérée en compression et en traction *par unité de longueur de joint soudé, L* est la longueur de la plaque soudée et *e* est l'excentricité de la charge.

La résistance n_{cr} à retenir pour les calculs est la plus petite des valeurs suivantes pour la butée :

$$n_{cr} = \phi_u\, t\, F_{wu} \tag{8.42}$$

$$n_{cr} = \phi_y\, t\, F_y \tag{8.43}$$

La résistance n_{tr} à utiliser dans l'équation (8.41) est la plus petite des valeurs suivantes pour la portion en traction :

$$n_{tr} = \phi_u\, t\, F_{wu} \tag{8.44}$$

$$n_{tr} = \phi_y\, t\, F_y \tag{8.45}$$

$$n_{tr} = \phi_f\, k'\, t_w\, F_{wu} \tag{8.46}$$

On rappelle que $\phi_u = 0{,}75$, $\phi_y = 0{,}9$, $\phi_f = 0{,}67$, et que F_{wu} et F_y sont définis dans les tableaux 2.7 et 2.9 pour les différents alliages. La gorge efficace d'un cordon de soudure d'angle est définie à la section 8.2.2 et la variable k' de l'équation (8.46) est évaluée à l'aide de l'équation suivante, dans laquelle la constante 1,4 est égale au produit du coefficient $k = 0{,}7$, pour un effort de traction parallèle à l'axe *y* (voir la figure 8.24), par le nombre 2, pour deux cordons de soudure.

$$k' = 1{,}4\sqrt{1 - \left(\frac{n_x}{n_{sr}}\right)^2} \tag{8.47}$$

La variable n_x de cette équation est l'effort de cisaillement pondéré par unité de longueur de joint soudé :

$$n_x = \frac{P_r}{L} \tag{8.48}$$

La variable n_{sr} est la résistance pondérée en cisaillement par unité de longueur de joint soudé, égale à la plus petite des valeurs suivantes :

$$n_{sr} = \phi_u \, 0{,}6t \, F_{wu} \tag{8.49}$$

$$n_{sr} = \phi_y \, 0{,}6t \, F_y \tag{8.50}$$

$$n_{sr} = \phi_f \, 2(0{,}6) \, t_w \, F_{wu} \tag{8.51}$$

En fait, l'équation (8.46) est l'équation (8.17) pour les soudures en traction, réduite par l'intermédiaire de k' pour tenir compte de la présence simultanée d'un effort tranchant. Les équations (8.42), (8.44) et (8.49) donnent la résistance pondérée en compression, en traction et en cisaillement du métal de base dans la zone affectée thermiquement alors que les équations (8.43), (8.45) et (8.50) donnent les résistances pondérées équivalentes dans le métal de base non affecté thermiquement. Enfin, l'équation (8.51) permet le calcul de la résistance en cisaillement pur des deux cordons de soudure, c'est-à-dire la résistance des cordons selon l'axe x montré que la figure 8.31.

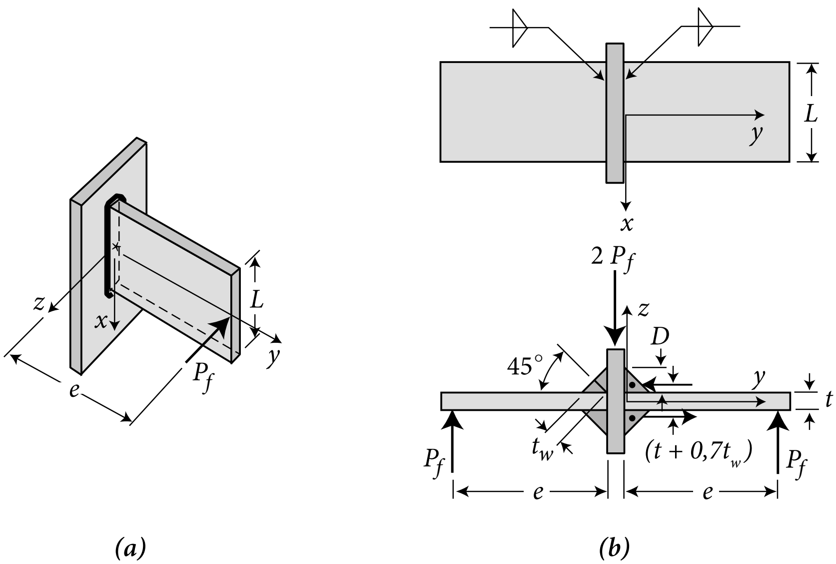
Puisque la résistance recherchée (P_r) se trouve aussi du côté droit de l'équation (8.41), par l'intermédiaire de n_x, donné par l'équation (8.48), la solution ne peut être obtenue *qu'itérativement*, par essais et corrections. On accélère les calculs en utilisant, au départ, la valeur de P_r donnée par l'équation suivante, qui penche légèrement du côté non sécuritaire[8.6, 8.34]:

$$P_r = \phi_f \frac{t_w \, L^2}{3e} F_{wu} \tag{8.52}$$

L'équation (8.52) est raisonnablement précise lorsque l'influence de l'effort tranchant est relativement petite (grande excentricité) et que la résistance du joint est déterminée par la résistance des cordons de soudure (équation 8.46). En posant $M_r = P_r e$, l'équation (8.52) permet d'évaluer la résistance pondérée en flexion de l'assemblage de la figure 8.31a lorsque la plaque soudée est sollicitée par un moment de flexion M_f au lieu de la charge P_f. Un exemple de calcul (exemple 8.5) d'un assemblage soudé excentrique en flexion est présenté à la section 8.10.

8.8.2 Flexion dans le plan *y - z*

Les figures 8.7d et 8.32 montrent quelques exemples d'assemblages excentriques en flexion dont le moment fléchissant agit dans le plan y - z défini sur les figures. On comprendra aisément que des assemblages sollicités en flexion dans le plan y - z (flexion par rapport à un axe parallèle à l'axe des cordons de soudure) doivent être soudés des deux côtés de la plaque fléchie.



Note : les assemblages de ce type ne doivent pas être soudés sur un seul côté.

FIGURE 8.32 Assemblages excentriques en flexion - Moment dans le plan *y-z*

Le moment fléchissant appliqué $P_f\,e$ ne doit pas excéder la résistance pondérée offerte par l'effort de cisaillement développé dans un cordon de soudure selon l'axe y sur la figure 8.32 (effort à 90° par rapport à l'axe du cordon ; $k = 0{,}7$ dans l'équation (8.17), selon la figure 8.24), multiplié par le bras de levier $(t + 0{,}7t_w)$[8.6]. La référence [8.34] considère de façon légèrement moins sécuritaire un bras de levier égal à $(t + D)$ Ainsi,

$$P_r = \phi_f \frac{0{,}7\,t_w\,L}{e}(t + 0{,}7\,t_w)\,F_{wu} \tag{8.53}$$

Un exemple de calcul (exemple 8.6) est présenté à la section 8.10.

8.9 ASSEMBLAGES POUR LE TRANSFERT D'UN EFFORT TRANCHANT

À la section 7.6.4 du chapitre précédent, on a étudié quelques configurations d'assemblages qui ne transmettent essentiellement qu'un effort tranchant. On a également mentionné que, dans les calculs, la partie boulonnée de ce type d'assemblage est généralement considérée comme un assemblage concentrique alors que, pour la partie soudée, *on tient compte de l'excentricité de la réaction*[8.32].

Pour illustrer ce dernier point, on va examiner de plus près l'assemblage à cornières jumelées montré sur les figures 7.15 et 8.33. On examinera également le comportement d'une console d'appui non raidie, illustrée sur la figure 8.34. Ces consoles ne transfèrent qu'un effort tranchant et le calcul des soudures doit tenir compte de l'excentricité de la réaction transmise à la console.

Il convient de souligner que les méthodes de calcul qui suivent sont des adaptations libérales aux charpentes d'aluminium, de méthodes développées pour le calcul d'assemblages soudés et boulonnés en acier[8.32] et que *les modèles n'ont pas encore été validés*, tant analytiquement qu'expérimentalement, pour les assemblages en aluminium. Par conséquent, il est recommandé d'utiliser ces méthodes avec prudence. *Pour le moment, le concepteur aurait avantage à n'utiliser que des connecteurs mécaniques pour de tels assemblages dans les charpentes d'aluminium.*

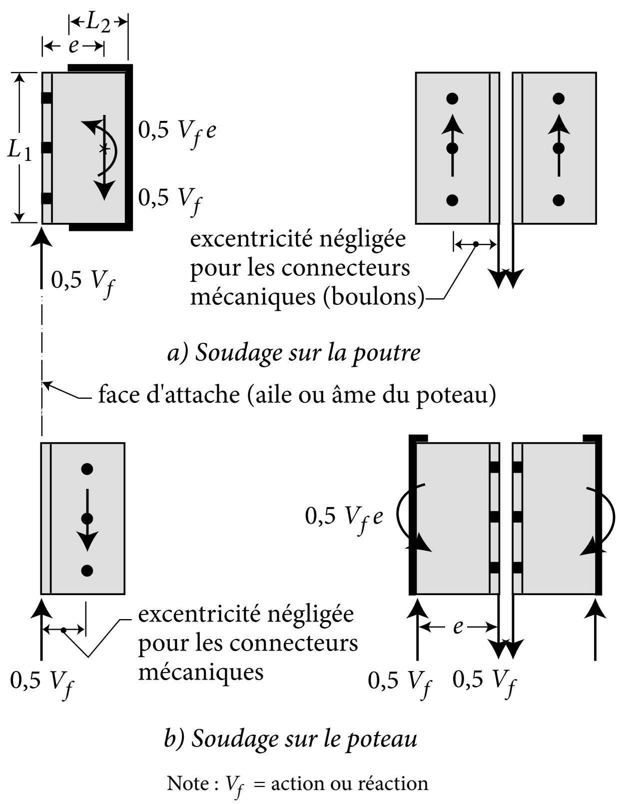


FIGURE 8.33 Assemblages à cornières jumelées : hypothèses de calcul

8.9.1 Assemblages à cornières jumelées

Le calcul d'un assemblage à cornières jumelées (ou avec un profilé en T comme pièce de transfert) est basé sur les deux hypothèses suivantes, illustrées sur la figure 8.33 :

- aucun moment n'est transféré au poteau, de sorte que l'on ne trouve qu'un effort tranchant à la face du poteau;
- les excentricités sont considérées dans le calcul de la soudure, mais elles sont négligées dans le calcul des connecteurs mécaniques (généralement des boulons).

Ces hypothèses ne sont acceptables que si l'excentricité ne dépasse pas les valeurs que l'on observe habituellement dans ce type d'assemblages, soit 50 à 70 mm pour les connecteurs mécaniques et 60 à 100 mm pour les soudures. Dans le cas contraire, il faut considérer les excentricités dans le calcul des deux types de connecteurs, boulons et soudure.

Lorsque les cornières sont soudées sur l'âme de la poutre, les soudures ont une configuration en C et l'assemblage soudé est *excentrique en torsion* (figure 8.33a). Il faut noter qu'à cette étape des calculs, la géométrie de la soudure d'angle est connue, sauf la grosseur nominale du cordon. En effet, comme la partie boulonnée de l'assemblage est généralement calculée avant la partie soudée, plusieurs paramètres sont connus, entre autres la longueur des cornières, paramètre L dans le calcul de la soudure d'angle.

On détermine d'abord la position du centre de gravité de la soudure, à partir duquel on mesure l'excentricité de la réaction (figure 8.33a). On utilise à cette fin l'équation présentée sur la figure 8.28. Ensuite, on calcule la grosseur nominale du cordon en considérant $P = 0{,}5\ V_f$. La grosseur nominale du cordon ne peut évidemment pas dépasser l'épaisseur des cornières.

Lorsque les cornières sont soudées sur le poteau, la soudure de chaque cornière ne comprend habituellement qu'un cordon vertical pour que l'assemblage soit plus flexible (figure 8.33b). Dans ce cas, l'effort tranchant est d'abord transmis au poteau par les ailes des cornières parallèles à l'âme de la poutre. Ensuite, il est transmis aux soudures par les ailes perpendiculaires à l'âme de la poutre. Ce cheminement de l'effort tranchant dans des plans perpendiculaires entre eux fait en sorte que l'assemblage est *excentrique en torsion* si on considère le dernier trajet de l'effort tranchant, c'est-à-dire l'excentricité entre le talon des cornières et la soudure (figure 8.33b). Par contre, si on considère l'excentricité entre la file verticale de boulons et la face du poteau, l'assemblage soudé est *excentrique en flexion*. La rotation de la poutre et la flexibilité des cornières produisent une force de butée dans la partie inférieure des cornières.

Dans ce dernier cas, *on recommande de vérifier l'effet des deux excentricités de la soudure* en appliquant les méthodes de calcul présentées à la section 8.7 et à la section 8.8.1. Cette dernière doit être appliquée avec discernement puisqu'elle est plus ou moins adaptée aux assemblages à cornières jumelées soudées sur la face du poteau, en raison de leur plus grande souplesse, comparé à celle de la plaque montrée sur la figure 8.31a.

La question qui se pose maintenant est de savoir quelle largeur de butée il faut considérer dans les calculs (paramètre t sur la figure 8.31). Compte tenu de la déformation des cornières observée durant les essais, il semble approprié d'utiliser une largeur de butée *égale à l'épaisseur des cornières*, près de chaque cordon vertical. On a donc une largeur totale de butée égale à deux fois l'épaisseur des cornières[8.32, 8.33, 8.35].

8.9.2 Consoles d'appui non raidies

Les principaux paramètres géométriques utilisés dans le calcul des consoles d'appui non raidies sont identifiés sur la figure 8.34.

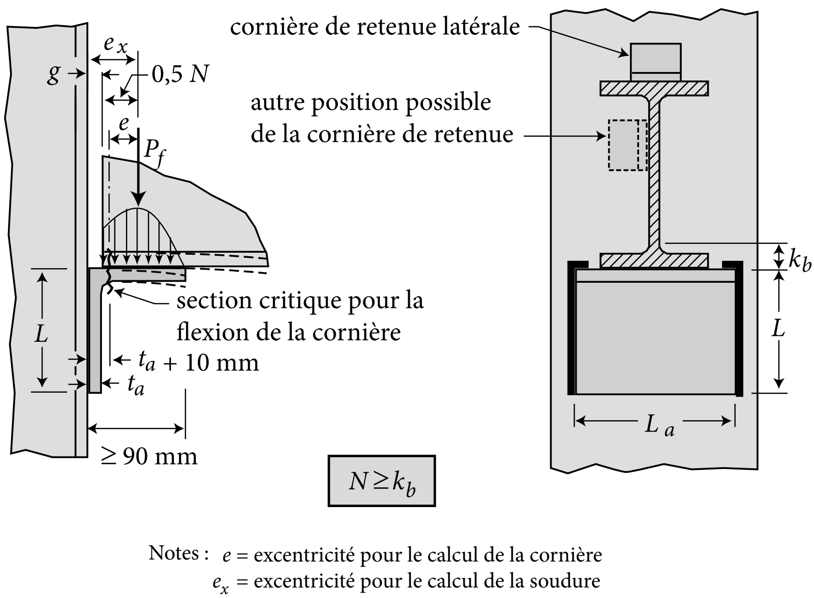


FIGURE 8.34 Console d'appui non raidie

Dans ce type d'assemblages, la poutre est fixée à la console d'appui par deux boulons installés en chantier en même temps que l'installation de la cornière de retenue latérale montrée sur la figure. Lors de tremblements de terre, on a observé, dans les assemblages poutre-poteau, une rupture par cisaillement des deux boulons, ce qui a causé l'effondrement des poutres. Il n'est donc pas recommandé d'utiliser ce type d'assemblages dans les zones de forte activité sismique.

Un des paramètres importants de calcul est la position de la charge pondérée transmise à la console d'appui (P_f). À cause de la rotation de la poutre et de la déformation de l'aile horizontale de la cornière, la pression exercée par la poutre n'est pas uniforme (figure 8.34). On suppose une distribution uniforme de la pression sur une longueur N, mesurée à partir du bout de la poutre. La ligne d'action de la résultante de cette pression, soit la force P_f, se situe donc à une distance égale à $0{,}5\,N$ du bout de la poutre.

La longueur N est la *longueur d'appui minimale* obtenue en considérant la plastification ou le flambement local de l'âme de la poutre, due à la pression d'appui (théorie présentée dans le chapitre 6). La longueur N ne peut pas être inférieure à la distance k_b, qui représente la distance verticale entre la face extérieure de l'aile de la poutre et la fin du congé reliant l'aile à l'âme (figure 8.34).

Il arrive assez souvent, en vérifiant la plastification ou le flambement local de l'âme de la poutre, que la longueur minimale d'appui soit suffisante. En conséquence, dans les calculs qui suivent, on utilise $N = k_b$.

Toutefois, le lecteur doit être conscient que la longueur N peut être plus grande et il doit faire les vérifications appropriées (chapitre 6). Plus la longueur d'appui (N) est grande, plus grande est l'importance de la flexion dans l'aile horizontale de la cornière d'appui et dans les cordons de soudure verticaux. En effet, les paramètres e et e_x identifiés sur la figure 8.34 augmentent quand la longueur d'appui augmente. Le choix du paramètre N a donc *une très grand importance*.

Dans le dimensionnement d'une console d'appui non raidie, les trois principales inconnues sont l'épaisseur de la cornière d'appui, la longueur et la grosseur nominale des cordons de soudure d'angle verticaux. Considérons d'abord le choix de la cornière.

La longueur de la cornière d'appui (paramètre L_a sur la figure 8.34) est déterminée par des considérations géométriques lorsque la console d'appui est fixée à l'âme ou à l'aile l'un poteau. La dimension de l'aile horizontale de la cornière est au moins égale à 90 mm, ou plus grande si $N + g > 90$ mm. Quant à la dimension de l'aile verticale, elle dépend de la capacité requise des soudures.

La vérification de la capacité en flexion de l'aile horizontale permet de déterminer l'épaisseur de la cornière d'appui (t_a). La section fléchie est une section rectangulaire de dimensions t_a et L_a. Tenant compte du congé reliant l'aile verticale à l'aile horizontale de la cornière, la section critique pour la flexion se situe à environ 10 mm de la face de l'aile verticale (figure 8.34).

Selon la règle fondamentale du calcul aux états limites, on a donc l'équation suivante, où $\varphi = 0{,}90$:

$$M_r = \phi_y\, Z\, F_y = \phi_y \left(\frac{L_a\, t_a^2}{4}\right) F_y \geq M_f = P_f\, e \tag{8.54}$$

Selon les explications qui précèdent et les informations présentées sur la figure 8.34, l'excentricité de la force P_f est égale à :

$$e = (0{,}5N + g) - (t_a + 10) \tag{8.55}$$

Dans cette dernière équation, le paramètre g représente le dégagement au bout de la poutre. On spécifie g = 10 mm sur les plans d'atelier et on utilise g = 20 mm dans les calculs, compte tenu du fait que ce type d'assemblage n'exige pas un ajustage précis, de sorte que la tolérance sur la position de la poutre est moins stricte.

En substituant l'équation (8.55) dans l'équation (8.54), on obtient une équation du deuxième degré pour calculer l'épaisseur t_a.

$$\left(\frac{\phi_y\, L_a\, F_y}{4}\right) t_a^2 + P_f\, t_a - P_f\,(0{,}5N + g - 10) \geq 0 \tag{8.56}$$

Pour utiliser cette équation, la valeur de P_f doit être en newtons si F_y est en MPa. Si F_y est en kN/mm², P_f est en kN.

En ce qui concerne le calcul de la soudure d'angle, il faut considérer un assemblage *excentrique en flexion*. La largeur physique de butée étant très grande (égale à L_a), on ne peut pas utiliser une telle largeur dans les équations présentées à la section 8.8.1. On admet que la largeur de butée théorique est égale à *une fois et demie l'épaisseur de la cornière*. Cette hypothèse peut sembler conservatrice, mais elle permet d'atteindre l'état limite de plastification en flexion de l'aile horizontale de la cornière avant la rupture des soudures. On a donc :

$$t = 1{,}5t_a \tag{8.57}$$

De plus, selon la figure 8.34 :

$$e_x = 0{,}5N + g \tag{8.58}$$

Le calcul de la soudure d'angle pose quelques difficultés, car il y a deux inconnues, la longueur (L) et la grosseur nominale (D) des cordons. En général, on fixe le paramètre L en tenant compte des cornières disponibles sur le marché, et en tenant compte du fait que l'aile verticale est souvent plus longue que l'aile horizontale.

Après avoir fixé L, on calcule D avec les équations proposées à la section 8.8.1. Si $D > t_a - 1$ mm (voir la figure 8.9b), on augmente la valeur de L.

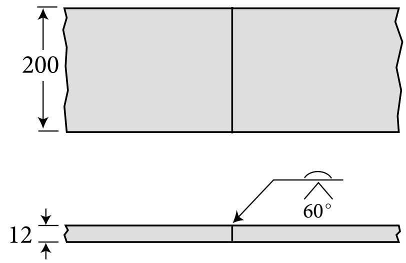
Il serait possible d'adapter davantage cette méthode au calcul des charpentes d'aluminium en utilisant l'équation (7.58) au lieu de l'équation (8.54) pour déterminer la valeur de M_r. L'équation (8.54) prendrait alors la forme suivante, dans laquelle $k = 1{,}2$.

$$M_r = \phi_u \frac{L_a\, t_a^2}{4k} F_u \geq M_f = P_f\, e \tag{8.59}$$

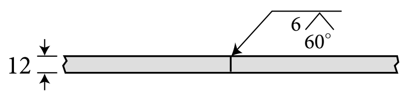
8.10 EXEMPLES DE CALCUL

EXEMPLE 8.1 Soudures à rainure

On demande de vérifier la résistance en traction, en compression et en cisaillement de deux plaques en alliage 5052-H34, assemblées à l'aide d'une soudure à rainure à pénétration complète, dans une première application, et à pénétration partielle, dans une seconde application. Les caractéristiques géométriques des assemblages et les propriétés mécaniques des alliages sont présentées sur la figure 8.35. La méthode de soudage GMAW est utilisée pour relier les pièces.



a) Pénétration complète



b) Pénétration partielle

Plaques :	Métal d'apport :	Méthode de soudage :
Alliage 5052-H34	Alliage 5356	GMAW
F_u = 235 MPa	F_{wu}= 170 MPa	
F_y = 180 MPa		

c) Propriétés mécaniques des alliages et procédé de soudage

FIGURE 8.35 Plaques avec soudures à rainure de l'exemple 8.1

SOLUTION

a) Soudure à rainure à pénétration complète

– *Aire efficace*

Si aucun moyen n'est pris pour réaliser des soudures à rainure efficaces au départ et à l'arrivée (appendices, tel qu'illustré sur la figure 2.47, par exemple) la longueur efficace de la soudure doit être évaluée à l'aide de l'équation (8.5) :

$$L_m = L - 2t_w \qquad \text{(éq. 8.5)}$$

Puisque la soudure est à pénétration complète, la gorge efficace (t_w) est égale à la pleine épaisseur des plaques.

$$t_w = 12\,\text{mm}$$

$$L_m = 200 - 2 \times 12 = 176\,\text{mm}$$

Dans le cas présent, on suppose que des dispositions spéciales ont été prises pour réaliser la soudure et que la pleine longueur de la soudure à rainure est efficace. Ainsi, l'aire de la section efficace (A_n), donnée par l'équation (8.8), est égale à :

$$A_n = A_g = A = t_w\, L_m = 12 \times 200 = 2400\,\text{mm}^2$$

– ***Résistance en traction***

On retient la plus petite des valeurs suivantes :

$$T_r = \phi_y\, A_g\, F_y \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

$$T_r = 0{,}9 \times 2400 \times 0{,}180 = 389\,\text{kN}$$

$$T_r = \phi_u\, A_g\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 4.30)}$$

$$T_r = 0{,}75 \times 2400 \times 0{,}170 = 306\,\text{kN}$$

Ainsi, $T_r = 306$ kN.

– ***Résistance en compression***

On considère que les plaques ne sont pas libres de flamber ou de voiler et on applique les équations (8.11) et (8.12).

$$C_r = \phi_y\, A\, F_y \qquad \text{(éq. 8.11)}$$

$$C_r = \phi_u\, A\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.12)}$$

La résistance en compression est donc la même que celle en traction.

$$C_r = 306\,\text{kN}$$

– ***Résistance en cisaillement***

$$V_r = \phi_y\, 0{,}6\, A\, F_y \qquad \text{(éq. 8.13)}$$

$$V_r = \phi_u\, 0{,}6\, A\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.14)}$$

On reconnaît que l'équation (8.13) est moins critique que l'équation (8.14) puisque $0{,}9\,F_y > 0{,}75\,F_{wu}$. Ainsi,

$$V_r = 0{,}75 \times 0{,}6 \times 2400 \times 0{,}170$$

$$V_r = 184 \text{ kN}$$

b) Soudure à rainure à pénétration partielle

Selon la figure 8.35b, la pénétration de la préparation est de 6 mm.

La gorge efficace minimale pour des plaques de 12 mm d'épaisseur est égale à 5 mm, selon le tableau 8.1. En effet, pour $6 < t \leq 13$ mm, on a :

$$t_{w\,\min} = 5 \text{ mm} < 6 \text{ mm}$$

La profondeur de la pénétration requise pour obtenir une gorge efficace de 6 mm est évaluée à l'aide du tableau 8.2. Pour la méthode de soudage GMAW, une préparation en V avec angle d'ouverture de 60° et un soudage à plat, la profondeur minimale de la préparation (t') est égale à la gorge efficace. Ainsi,

$$t' = t_w = 6 \text{ mm}$$

L'aire efficace (ou nette) de la soudure à rainure à pénétration partielle est évaluée à l'aide de l'équation (8.8). Comme pour la soudure à pénétration complète, on considère que la soudure est efficace sur toute la largeur des plaques ($L_m = 200$ mm).

$$A_n = t_w\, L_m \qquad \text{(éq. 8.8)}$$

$$A_n = 6 \times 200 = 1200 \text{ mm}^2$$

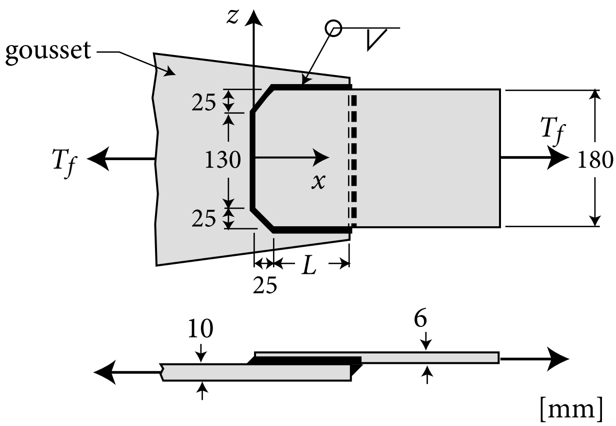
Ainsi, les valeurs de résistance sont égales à la moitié de celles qui ont été calculées en (a) pour la soudure à rainure à pénétration complète.

$$T_r = C_r = \frac{306}{2} = 153 \text{ kN}$$

$$V_r = \frac{184}{2} = 92 \text{ kN}$$

EXEMPLE 8.2 Assemblage concentrique avec soudures d'angle

Pour l'assemblage de la figure 8.36, on demande de calculer la longueur de recouvrement (L) requise pour développer la pleine résistance de la plaque de section 180 × 6 mm. La plaque est reliée au gousset à l'aide d'un cordon de soudure d'angle qui fait tout le tour de l'assemblage. Les plaques sont en alliage 3003-H16, le métal d'apport est en alliage 4043 et le procédé GMAW est utilisé pour le soudage.



a) Géométrie de l'assemblage

Plaques :

Alliage 3003-H16

F_u = 165 MPa

F_y = 145 MPa

F_{wu} = 95 MPa

Métal d'apport :

Alliage 4043

F_{wu} = 165 MPa

Méthode de soudage :

GMAW

b) Propriétés mécaniques et procédé de soudage

FIGURE 8.36 Plaques avec soudures d'angle de l'exemple 8.2

SOLUTION

– ***Calcul de T_f***

Les résistances nominales pour les plaques et le métal d'apport, montrées sur la figure 8.36, sont tirées des tableaux 2.7 et 2.9 respectivement. Puisque toute la section de la plaque de 6 mm d'épaisseur est affectée thermiquement par le cordon de soudure transversal, c'est l'équation (4.30) qui doit être utilisée pour évaluer la résistance en traction de la plaque. Puisque la résistance ultime en traction (F_{wu}) de la plaque de 6 mm d'épaisseur est inférieure à celle du métal d'apport, elle est retenue pour les calculs.

$$T_f = T_r = \phi_u \, A_g \, F_{wu}$$

$$T_f = 0{,}75 \times 180 \times 6 \times 0{,}095 = 77 \text{ kN}$$

– ***Grosseur nominale, D***

On utilise la figure 8.9 pour faire un choix approprié de grosseur nominale du cordon de soudure.

La grosseur nominale minimale est égale à la plus petite de valeurs suivantes avec $t_2 = 10$ mm:

$$D_{\min} = t_2 = 10\,\text{mm}$$

$$D_{\min} = \frac{t_2}{5} + 3\,\text{mm} = \frac{10}{5} + 3 = 5\,\text{mm}$$

$$D_{\min} = 6\,\text{mm}$$

La grosseur nominale maximale est obtenue à l'aide de l'équation suivante puisque l'épaisseur de la plaque la plus mince dont le bord est soudé est supérieure à 5 mm.

$$D_{\max} = t - 1 = 6 - 1 = 5\,\text{mm}$$

Le seul choix qui s'offre est $D = 5$ mm.

La gorge efficace est évaluée à l'aide de l'équation (8.1) :

$$t_w = 0{,}707\,D = 0{,}707 \times 5 = 3{,}54\,\text{mm} \qquad \text{(éq. 8.1)}$$

– ***Résistance des cordons de soudure***

La résistance des différents segments de soudure d'angle est calculée à l'aide des équations (8.17) et (8.18).

- Pour les segments de 130 et de 180 mm de longueur, $\theta = 90°$ et $k = 0{,}7$, selon la figure 8.24.

$$v_r = \phi_f\, k\, t_w\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.17)}$$

$$v_{r_{90}} = 0{,}67 \times 0{,}7 \times 3{,}54 \times 0{,}095 = 0{,}158\,\text{kN/mm}$$

$$V_{r_{90}} = (130 + 180)\, v_{r_{90}} = (130 + 180)\, 0{,}158 = 49\,\text{kN}$$

- Pour les segments à 45°

L'effort de cisaillement v_f est décomposé selon les axes x-x et z-z dans l'équation (8.18). Puisque l'angle est à 45°, $0{,}707 v_f = v_x = v_z$ et $v_y = 0$ (la soudure n'est pas sollicitée selon l'axe z-z, perpendiculaire au plan de la figure).

$$\left(\frac{v_x}{0,6}\right)^2 + \left(\frac{v_y}{0,7}\right)^2 + \left(\frac{v_z}{0,7}\right)^2 \leq \left(\phi_f \; t_w \; F_{wu}\right)^2 \qquad \text{(éq. 8.18)}$$

$$\left(\frac{0,707 v_f}{0,6}\right)^2 + \left(\frac{0,707 v_f}{0,7}\right)^2 \leq \left(0,67 \times 3,54 \times 0,095\right)^2$$

$$v_f = v_{r_{45}} = 0,145 \text{ kN/mm}$$

$$L = \sqrt{25^2 + 25^2} = 35,4 \text{ mm}$$

$$V_{r_{45}} = 2 \times 35,4 \times 0,145 = 10,3 \text{ kN}$$

- Pour les segments de longueur L, $\theta = 0°$ et $k = 0,6$.

$$v_{r_o} = 0,67 \times 0,6 \times 3,54 \times 0,095 = 0,135 \text{ kN/mm}$$

Puisque le cordon de soudure est continu, l'équation (8.5) ne s'applique pas.

$$V_{r_o} = 2L\, v_{r_o} \geq 77 - 49 - 10,3 = 17,7 \text{ kN}$$

$$L \geq \frac{17,7}{2 \times 0,135} = 66 \text{ mm}$$

Il faut donc deux cordons de soudure longitudinaux de 66 mm de longueur pour développer la pleine capacité de la plaque.

$$L_{\text{total}} = 130 + 180 + 2(35,4 + 66) = 513 \text{ mm}$$

EXEMPLE 8.3 Calcul d'un couvre-joint et d'une cale

Il s'agit de faire le calcul du couvre-joint des ailes de l'assemblage montré sur la figure 8.37. Le joint doit transférer un moment de flexion pondéré(M_f) de 60 kN·m. Les plaques et profilés sont en alliage 6061-T6. Le procédé GMAW est utilisé pour le soudage et le métal d'apport est l'alliage 5356.

SOLUTION

– ***Effort de traction***

L'effort de traction (ou de compression) pondéré dans l'aile de la section la moins profonde égal à :

$$T_f = C_f = \frac{M_f}{d - t} = \frac{60 \times 10^3}{254 - 15,9}$$

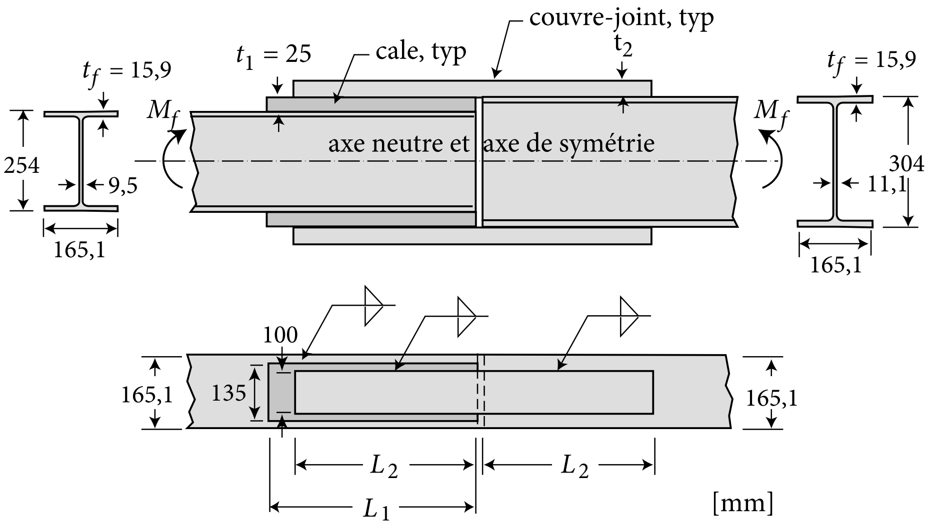
$$T_f = 252 \text{ kN}$$

– ***Dimensionnement des plaques***

On effectue d'abord un dimensionnement grossier du couvre-joint, en négligeant la perte de résistance causée par le soudage.

$$T_r = \phi_y\ A_g\ F_y = 0{,}9 \times 100 \times t_2 \times 0{,}240 \geq T_f = 252\ \text{kN} \qquad \text{(éq. 4.26)}$$

$$t_2 = 11{,}7\ \text{mm}$$



Note : l'effort tranchant et le couvre-joint d'âme ne sont pas montrés sur la figure

a) Géométrie de l'assemblage

Plaques et profilés :

Alliage 6061-T6 (tableau 2.7)

$F_u = 260$ MPa

$F_y = 240$ MPa

$F_{wu} = 165$ MPa

$F_{wy} = 105$ MPa

Métal d'apport :

Alliage 5356 (tableau 2.9)

$F_{wu} = 240$ MPa

$F_{wy} = 95$ MPa

Procédé de soudage :

GMAW

b) Propriétés mécaniques et procédé de soudage

FIGURE 8.37 Couvre-joint de l'exemple 8.3

On choisit une épaisseur plus grande ($t_2 = 22$ mm) et on vérifie à nouveau la résistance en tenant compte des zones affectées thermiquement (voir la figure 4.16 et le tableau 4.2). Pour une épaisseur de plaque de 22 mm, $b_{haz} = 35$ mm. Puisque le couvre-joint comporte une soudure sur chaque bord, la largeur affectée thermiquement est égale à $2 \times 35 = 70$ mm.

L'épaisseur effective t_m est évaluée à l'aide de l'équation (4.20). La valeur de F_{wy} retenue est la moins élevée, soit celle du métal d'apport.

$$t_m = \frac{F_{wy}}{F_y} t \qquad \text{(éq. 4.20)}$$

$$t_{2m} = \frac{95}{240} \times 22 = 8{,}7 \text{ mm}$$

$$A_{\text{total}} = (100 - 70)\,22 + (70 \times 8{,}7) = 1269 \text{ mm}^2$$

$$T_r = 0{,}9 \times 1269 \times 0{,}240 = 274 \text{ kN} > 252 \text{ kN}$$

On doit ensuite vérifier la résistance de l'aile des poutres en tenant aussi compte de la présence des soudures. Chaque cordon de soudure affecte thermiquement une zone de 70 mm de largeur sur l'aile.

$$t_{fm} = \frac{95}{240} \times 15{,}9 = 6{,}3 \text{ mm}$$

$$A_{\text{total}} = (165{,}1 - 2 \times 70)\,15{,}9 + (2 \times 70)\,6{,}3 = 1281 \text{ mm}^2$$

Donc, $T_{rf} > 252$ kN.

– ***Grosseur nominale du cordon de soudure***

Les équations à vérifier pour calculer les grosseurs nominales maximale et minimale de la soudure d'angle sont présentées sur la figure 8.9.

Dans la portion située à droite de l'assemblage, la plaque la plus épaisse est le couvre-joint ($t_2 = 22$ mm) et c'est aussi la plaque dont le bord est soudé.

$$D_{\min} = t_2 = 22 \text{ mm}$$

$$D_{\min} = \frac{22}{5} + 3 \text{ mm} = 7{,}4 \text{ mm}$$

$$D_{\min} = 6 \text{ mm}$$

$$D_{\max} = t - 1 = 22 - 1 = 21 \text{ mm}$$

Pour minimiser la longueur du couvre-joint, on choisit $D = 12$ mm.

– ***Longueur des cordons de soudure***

$$t_w = 0{,}707\,D = 0{,}707 \times 12 = 8{,}5 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 8.1)}$$

$$v_r = \phi_f\, k\, t_w\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.17)}$$

Puisque la soudure est sollicitée longitudinalement, $k = 0{,}6$.

$$v_r = 0{,}67 \times 0{,}6 \times 8{,}5 \times 0{,}165 = 0{,}564 \text{ kN/mm}$$

$$T_r = 2 L_2\, v_r > T_f = 252 \text{ kN}$$

$$L_2 \geq \frac{252}{2 \times 0{,}564} \approx 223 \text{ mm}$$

On retient L_2 = 225 mm..

C'est aussi la longueur des cordons de soudure qu'il faut fournir à gauche de l'assemblage pour relier le couvre-joint à la cale ainsi que la cale à l'aile de la poutre, puisque l'épaisseur de la cale (t_1 = 25 mm) et l'épaisseur de l'aile de la poutre (t_f = 15,9 mm) permettent d'utiliser la même grosseur de soudure d'angle (D = 12 mm).

– ***Résistance de la cale***

Il ne reste plus qu'à vérifier la résistance de la cale elle-même.

$$t_{1m} = \frac{95}{240} \times 25 = 10\,\text{mm}$$

Une grande portion de la cale et affectée thermiquement, puisqu'elle contient quatre cordons de soudure. Un examen de la figure 8.37 permet de constater que seule une portion centrale de 30 mm n'est pas affectée thermiquement.

$$A_{\text{total}} = (135 - 30)\,10 + (30 \times 25) = 1800\,\text{mm}^2$$

$$T_r = 0{,}9 \times 1800 \times 0{,}240 = 389\,\text{kN} > 252\,\text{kN}$$

EXEMPLE 8.4 Assemblage excentrique en torsion

Déterminer, à l'aide des différentes méthodes présentées à la section 8.7, la grosseur de la soudure d'angle utilisée dans l'exemple 6.3 (figure 6.41) pour relier la plaque rectangulaire à l'aile du poteau. Il avait été déterminé que la plaque en porte-à-faux de 100×20 mm de section pouvait résister à une charge maximale de 19,5 kN, appliquée à une distance de 300 mm du centre de gravité de l'assemblage soudé, en forme de C.

La géométrie et les autres caractéristiques de l'assemblage sont reproduites sur la figure 8.38a.

SOLUTION

– ***Approximation de l'analyse à l'état limite ultime***

On considère, pour le moment, les dimensions mesurées *sur la racine des cordons* de soudure et on se réfère aux figures 8.26 et 8.27 pour la définition des termes.

$$\bar{x} = \frac{2 \times 50 \times 25}{100 + 2 \times 50} = 12{,}5\text{ mm}$$

$$r_m = \sqrt{(0{,}5L_1)^2 + (L_2 - \bar{x})^2}$$

$$r_m = \sqrt{(0{,}5 \times 100)^2 + (50 - 12{,}5)^2} = 62{,}5 \text{ mm}$$

$$\frac{e}{r_m} = \frac{300}{62{,}5} = 4{,}8$$

Ce résultat se situe à l'extérieur de la courbe de la figure 8.27, mais p_r = 80 % devrait être une valeur acceptable puisque la courbe semble asymptotique au-delà de e/r_m égal à 4,0.

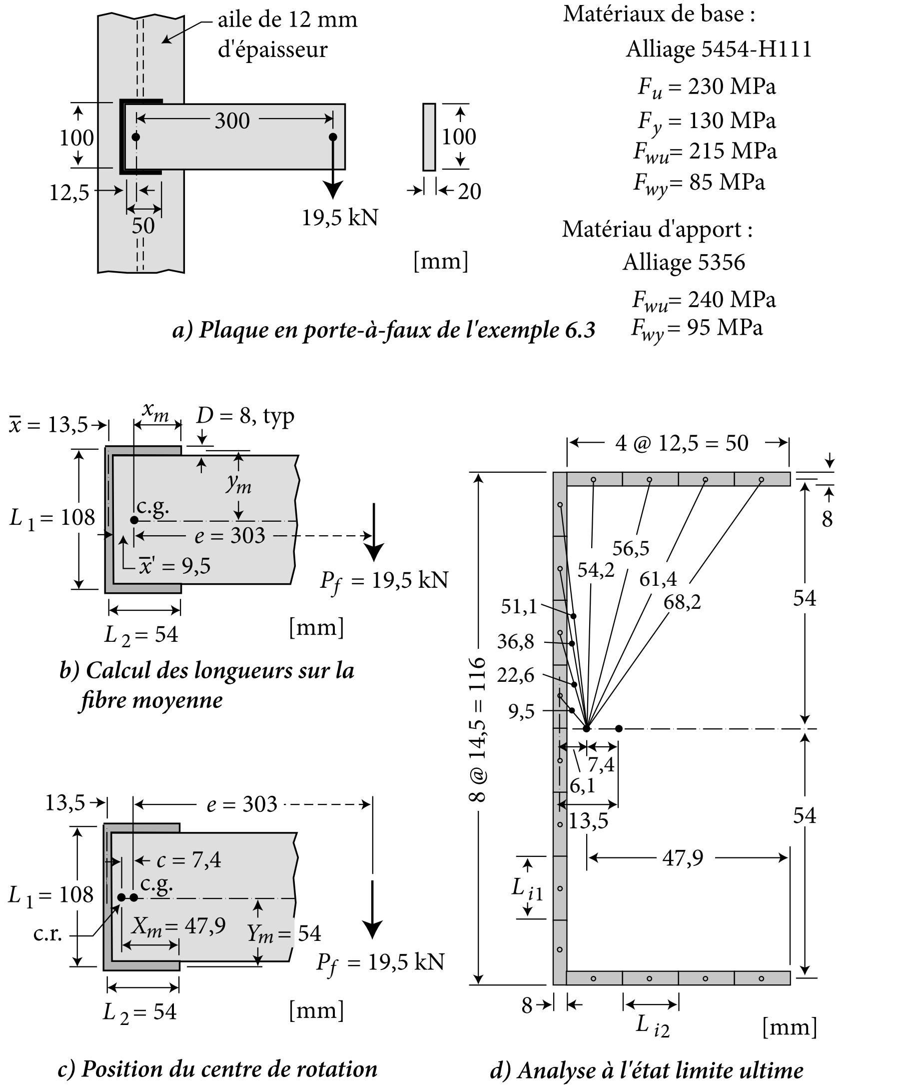


FIGURE 8.38 Assemblage excentrique en torsion de l'exemple 8.4

La valeur de D est obtenue à l'aide de l'équation (8.26) avec $k = 0{,}6$ dans l'expression pour q_r. La valeur de F_{wu} retenue est celle du matériau de base puisqu'elle est la plus faible.

$$q_r = \phi_f\, 0{,}707\, k\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.21)}$$

$$q_r = 0{,}67 \times 0{,}707 \times 0{,}6 \times 215 = 61\ \text{N/mm/mm}$$

$$D \geq \left(\frac{100}{100 - p_r}\right) \frac{P_f}{q_r\, L_t} \qquad \text{(éq. 8.26)}$$

$$L_t = 100 + 2 \times 50 = 200\ \text{mm}$$

$$D \geq \left(\frac{100}{100 - 80}\right) \frac{19{,}5 \times 10^3}{61 \times 200} = 8{,}0\ \text{mm}$$

On retient $D = 8$ mm.

Il convient de rappeler qu'il s'agit d'une *valeur indicative moyenne* et qu'il n'est pas assuré que ce résultat se situe du côté de la sécurité.

On vérifie si la valeur de D obtenue se situe à l'intérieur des limites permises. Selon la figure 8.9, pour $t_2 = 20$ mm,

$$D_{\min} = t_2 = 20\ \text{mm}$$

$$D_{\min} = \frac{20}{5} + 3\ \text{mm} = 7\ \text{mm}$$

$$D_{\min} = 6\ \text{mm}$$

$$D_{\max} = 20 - 1 = 19\ \text{mm}$$

$$6 < D = 8 < 19\ \text{mm}$$

On poursuivra les vérifications en considérant $D = 8$ mm et en calculant les longueurs de cordons sur la fibre moyenne des soudures. Les calculs devraient ainsi être un peu plus précis.

Sur la figure 8.38b, on a donc :

$$\bar{x} = \frac{2 \times \dfrac{54^2}{2}}{108 + 2 \times 54} = 13{,}5\ \text{mm}$$

$$\bar{x} = 13{,}5 - 4 = 9{,}5\ \text{mm}$$

Donc,

$$e = 312{,}5 - 9{,}5 = 303\ \text{mm}$$

– ***Analyse élastique classique***

L'équation à la base de cette méthode de calcul est l'équation (8.28). Les paramètres sont définis sur les figures 8.28 et 8.38b.

$$L_t = 108 + 2 \times 54 = 216 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 8.22)}$$

$$M = P_f\, e = 19{,}5 \times 10^3 \times 303 = 5909 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x_m = 54 - \overline{x} = 54 - 13{,}5 = 40{,}5 \text{ mm}$$

$$y_m = \frac{108}{2} = 54 \text{ mm}$$

$$P_v = 19{,}5 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_h = 0$$

$$I_o = \sum_{i-1}^{n} (I_{xi} + I_{yi}) \qquad \text{(éq. 8.29)}$$

$$I_{x1} = \frac{108^3}{12} = 105\,000 \text{ mm}^3$$

$$I_{y1} = 108 \times 13{,}5^2 = 19\,700 \text{ mm}^3$$

$$I_{x2} = 54 \left(\frac{108}{2}\right)^2 = 157\,000 \text{ mm}^3$$

$$I_{y2} = \frac{54^3}{12} + 54 \left(\frac{54}{2} - 13{,}5\right)^2 = 23\,000 \text{ mm}^3$$

$$I_o = 105\,000 + 19\,700 + 2(157\,000 + 23\,000)$$

$$I_o = 485\,000 \text{ mm}^3$$

$$v_f = \sqrt{\left(\frac{19{,}5 \times 10^3}{216} + \frac{5909 \times 10^3 \times 40{,}5}{485\,000}\right)^2 + \left(\frac{5909 \times 10^3 \times 54}{485\,000}\right)^2}$$

$$v_f = 880 \text{ N/mm}$$

$$D \geq \frac{v_f}{q_r} = \frac{880}{61} = 14{,}4 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 8.30)}$$

Donc, $D = 15$ mm, mais D =14 mm serait une valeur acceptable de grosseur de soudure selon la méthode élastique classique. Cette grosseur nominale de soudure respecte les limites définies précédemment.

– ***Analyse élastique***

On conserve les propriétés géométriques calculées pour $D = 8$ mm.

On calcule d'abord la position du centre de rotation à l'aide de l'équation (8.35).

$$c = \frac{I_o}{L_t\, e} = \frac{485\,000}{216 \times 303} = 7{,}4 \text{ mm}$$

Cette distance est courte puisque l'excentricité de la charge est grande. Le centre de rotation effectif est positionné sur la figure 8.38c. Selon cette figure et la figure 8.29, on a :

$$X_m = 54 - 13{,}5 + 7{,}4 = 47{,}9 \text{ mm}$$

$$Y_m = \frac{108}{2} = 54 \text{ mm}$$

$$d_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} \qquad \text{(éq. 8.36)}$$

$$d_m = \sqrt{47{,}9^2 + 54^2} = 72{,}2 \text{ mm}$$

Le cisaillement pondéré maximal par unité de longueur de soudure est donné par l'équation (8.35) :

$$v_{fm} = \frac{P_f\, d_m}{L_t\, c} \qquad \text{(éq. 8.35)}$$

$$v_{fm} = \frac{19{,}5 \times 10^3 \times 72{,}2}{216 \times 7{,}4} = 880 \text{ N/mm}$$

Ce résultat est le même que celui qui est obtenu de l'analyse élastique classique.

$$D \geq \frac{880}{61} = 14{,}4 \text{ mm}$$

$$D \approx 14 \text{ mm}$$

– ***Analyse à l'état limite ultime***

L'équation de base pour cette méthode d'analyse est l'équation (8.39) dans laquelle il faut remplacer v_r par la valeur donnée par l'équation (8.20), de façon à pouvoir déterminer la valeur requise de la dimension nominale (D) de la soudure.

$$v_r = D\, q_r \qquad \text{(éq. 8.20)}$$

$$P_r = \frac{D\, q_r \sum_{i=1}^{n} L_i\, d_i}{e + c} \geq P_f \qquad \text{(éq. 8.39)}$$

La valeur de c est celle qui est obtenue de l'analyse élastique qui précède (c = 7,4 mm) et la valeur de q_r a été déterminée au tout début de l'exemple de calcul (q_r = 61 kN/ mm/mm).

Enfin, les termes de la sommation sont définis sur la figure 8.30 et sont évalués sur la figure 8.38d.

$$\sum_{i=1}^{n} L_i\, d_i \ = 2 \times 12{,}5\,(68{,}2 + 61{,}4 + 56{,}5 + 54{,}2) + 2 \times 14{,}5\,(51{,}1 + 36{,}8 + 22{,}6 + 9{,}5)$$

$$\sum_{i=1}^{n} L_i\, d_i \ = 9490 \text{ mm}^2$$

$$D \geq \frac{P_f\,(e+c)}{9490 q_r} = \frac{19{,}5 \times 10^3\,(303 + 7{,}4)}{9490 \times 61} = 10{,}5 \text{ mm}$$

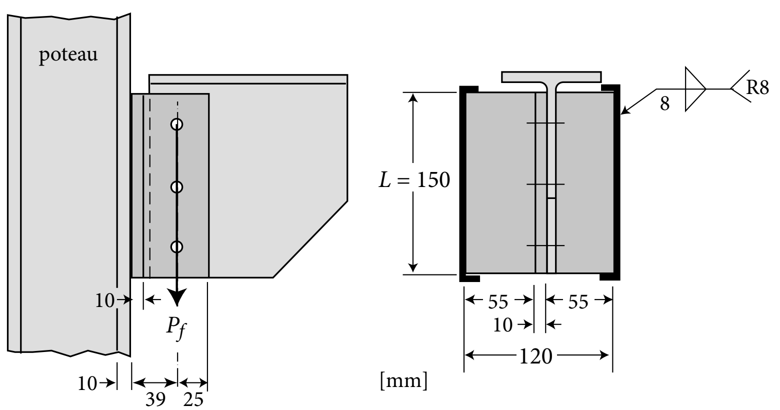
Donc, D = 11 mm, mais D = 10 mm serait une valeur acceptable de grosseur de soudure dans le cas présent.

Cette valeur se situe entre les grosseurs de 8 et de 14 mm, obtenues précédemment et c'est la valeur la plus précise que l'on puisse obtenir de toutes les méthodes utilisées. Si seulement quatre segments de soudure sont considérés, les caluls sont simplifiés et le résultat est tout aussi valable dans le cas présent [$\Sigma\, L_i d_i$ = (2 × 50 × 59,1) + (2 × 58 × 29,6) = 9340 mm²; $D \approx$ 10 mm].

EXEMPLE 8.5 Assemblage excentrique en flexion (plan x-y)

On demande de reprendre le calcul de l'assemblage montré sur la figure 7.32 et dimensionné dans les exemples 7.2 et 7.5 (section 7.13), en remplaçant les quatre boulons qui relient l'aile de la pièce de raccord en forme de T au poteau par deux cordons de soudure verticaux, tel qu'illustré sur la figure 8.39. Il s'agit, en fait, de vérifier la résistance des deux cordons de soudure pour une sollicitation excentrique.

Les profilés extrudés sont en alliage 6061-T6 et le matériau d'apport est en alliage 5356.



a) Géométrie de l'assemblage des exemples 7.2 et 7.5

Profilés extrudés :

Alliage 6061-T6

F_u = 260 MPa

F_y = 240 MPa

F_{wu}= 165 MPa

Matériau d'apport :

Alliage 5356

F_{wu}= 240 MPa

b) Propriétés mécaniques

FIGURE 8.39 Assemblage excentrique en flexion de l'exemple 8.5

SOLUTION

Puisque l'assemblage est maintenant partiellement boulonné et partiellement soudé, on applique l'hypothèse énoncée aux sections 7.6.4 et 8.9, à l'effet que l'excentricité est considérée dans le calcul de la soudure, mais qu'elle est négligée dans le calcul des boulons (ou connecteurs mécaniques). Il est aussi recommandé, dans ce type d'assemblage, de considérer à la fois l'excentricité en flexion et l'excentricité en torsion, en gardant présent à l'esprit les limites de cette première pour les assemblages à cornières jumelées ou avec une section en T (voir la section 8.9.1).

– ***Assemblage excentrique en flexion***

L'équation (8.41) s'applique.

$$P_r = \frac{n_{cr}\, n_{tr}\, L^2}{2e\,(n_{cr} + n_{tr})} \qquad \text{(éq. 8.41)}$$

Selon la figure 8.39,

$$e = 39 \text{ mm}$$

Les retours de soudure permettent d'utiliser la pleine longueur verticale des cordons de soudure dans les calculs. Ainsi,

$$L = 150 \text{ mm}$$

Comme il a été mentionné à la section 8.9.1, pour ce type d'assemblage, l'épaisseur (t) à considérer est égale à deux fois l'épaisseur de la plaque soudée :

$$t = 2 \times 10 = 20 \text{ mm}$$

Les résistances pondérées par unité de longueur n_{cr} et n_{tr} sont les plus petites valeurs obtenues des équations suivantes :

$$n_{cr} = \phi_u\, t\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.42)}$$

$$n_{cr} = 0{,}75 \times 20 \times 165 = 2475 \text{ N/mm}$$

$$n_{cr} = \phi_y\, t\, F_y \qquad \text{(éq. 8.43)}$$

$$n_{cr} = 0{,}9 \times 20 \times 240 = 4320 \text{ N/mm}$$

Donc, $n_{cr} = 2475$ N/mm.

$$n_{tr} = \phi_u\, t\, F_{wu} = 2475 \text{ N/mm} \qquad \text{(éq. 8.44)}$$

$$n_{tr} = \phi_y\, t\, F_y = 4320 \text{ N/mm} \qquad \text{(éq. 8.45)}$$

$$n_{tr} = \phi_f\, k'\, t_w\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.46)}$$

$$\text{où } t_w = 0{,}707\, D \qquad \text{(éq. 8.1)}$$

$$t_w = 0{,}707 \times 8 = 5{,}7 \text{ mm}$$

$$k' = 1{,}4\sqrt{1-\left(\frac{n_x}{n_{sr}}\right)^2} \qquad \text{(éq. 8.47)}$$

La résistance pondérée en cisaillement par unité de longueur de joint soudé (n_{sr}) et égale à la plus petite des valeurs suivantes :

$$n_{sr} = \phi_u\, 0{,}6t\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.49)}$$

$$n_{sr} = 0{,}75 \times 0{,}6 \times 20 \times 165 = 1485 \text{ N/mm}$$

$$n_{sr} = \phi_y\, 0{,}6t\, F_y \qquad \text{(éq. 8.50)}$$

$$n_{sr} = 0{,}9 \times 0{,}6 \times 20 \times 240 = 2590 \text{ N/mm}$$

$$n_{sr} = \phi_f\, 2(0{,}6)\, t_w\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.51)}$$

$$n_{sr} = 0{,}67 \times 2 \times 0{,}6 \times 5{,}7 \times 165 = 756 \text{ N/mm}$$

Donc, $n_{sr} = 756$ N/mm.

$$n_x = \frac{P_r}{L} \qquad \text{(éq. 8.48)}$$

Or, P_r est la valeur à calculer. Pour démarrer le processus itératif, on évalue P_r à l'aide de l'équation (8.52) :

$$P_r = \frac{\phi_f\, t_w\, L^2}{3e} F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.52)}$$

$$P_r = \frac{0{,}67 \times 5{,}7 \times 150^2}{3 \times 39} \times 165 = 121\,180 \text{ N}$$

$$n_x = \frac{121\,180}{150} = 808 \text{ N/mm}$$

Cet estimé de P_r ne convient pas puisque n_x (l'effort de cisaillement pondéré par unité de longueur) est supérieur à n_{sr} (la résistance pondérée par unité de longueur).

Il suffit de réduire P_r comme valeur initiale, à une valeur quelconque, jugée raisonnable. Soit P_r = 90 000 N.

$$n_x = \frac{90\,000}{150} = 600\,\text{N/mm} \qquad \text{(éq. 8.48)}$$

Ainsi,

$$k' = 1{,}4\sqrt{1-\left(\frac{600}{756}\right)^2} = 1{,}4 \times 0{,}61 = 0{,}85 \qquad \text{(éq. 8.47)}$$

$$n_{tr} = 0{,}67 \times 0{,}85 \times 5{,}7 \times 165 \qquad \text{(éq. 8.46)}$$

$$n_{tr} = 535\,\text{N/mm}$$

C'est, et de loin, cette valeur qui contrôle.

$$P_r = \frac{2475 \times 535 \times 150^2}{2 \times 39\,(2475 + 535)} \qquad \text{(éq. 8.41)}$$

$$P_r = 127\,000\,\text{N}$$

Cette valeur est différente de la valeur supposée (P_r = 90 000 N). On reprend donc les calculs avec une valeur intermédiaire, soit P_r = 100 000 N.

$$n_x = \frac{100\,000}{150} = 667\,\text{N/mm}$$

$$k' = 1{,}4\sqrt{1-\left(\frac{667}{756}\right)^2} = 1{,}4 \times 0{,}47 = 0{,}66$$

$$n_{tr} = 0{,}67 \times 0{,}66 \times 5{,}7 \times 165 \qquad \text{(éq. 8.46)}$$

$$n_{tr} = 416\,\text{N/mm}$$

$$P_r = \frac{2475 \times 416 \times 150^2}{2 \times 39\,(2475 + 416)} \qquad \text{(éq. 8.41)}$$

$$P_r \approx 102\,000\,\text{N}$$

Puisque la valeur obtenue est pratiquement égale à la valeur estimée (100 000 N), on a trouvé la réponse. La résistance pondérée de l'assemblage soudé est alors égale à :

$$P_r = 101\,\text{kN}$$

Cette valeur se compare assez bien à celle qui a été obtenue à l'exemple 7.2 (P_r = 114 kN) pour les trois boulons reliant l'âme de la pièce de raccord au profilé en T servant de corbeau d'appui, lorsque les boulons sont considérés être sollicités de façon concentrique.

- ***Assemblage excentrique en torsion***

Un calcul complet des assemblages soudés à cornières jumelées nécessite une vérification de l'assemblage sollicité de façon excentrique en torsion, tel que signalé à la section 8.9.1. Pour les assemblages de même type avec un profilé en T, les cordons de soudure ne sont pas sollicités en torsion, puisque l'aile du profilé en T est rigide dans son propre plan. Pour fins de démonstration, cette vérification sera quand même effectuée.

Selon la figure 8.33b, on considère *une moitié de l'assemblage*, c'est-à-dire un seul cordon et les calculs sont effectués pour la moitié de la charge($P_f / 2$).

L'excentricité de la charge est calculée sur la fibre moyenne de la soudure.

$$e = 55 + 4 = 59\ \text{mm}$$

Une approximation de l'analyse à l'état limite ultime (section 8.7.1) devrait suffire pour le moment. Un exemple plus complet d'analyse des assemblages excentriques en torsion est présenté à l'exemple 8.4.

La distance entre le centre de gravité du cordon et le point de la soudure le plus éloigné du centre de gravité (r_m) est égale à :

$$r_m = \frac{150}{2} = 75\ \text{mm}$$

$$\frac{e}{r_m} = \frac{59}{75} \approx 0{,}8$$

On trouve $p_r \approx 28$ % sur la figure 8.27.

On utilise l'équation (8.25) avec $k = 0{,}6$ dans l'équation (8.21) pour le calcul de q_r. La sommation, dans le cas présent, ne s'applique qu'à un seul cordon de soudure.

$$q_r = \phi_f\ 0{,}707\, k\, F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.21)}$$

$$q_r = 0{,}67 \times 0{,}707 \times 0{,}6 \times 165 = 47\ \text{N/mm/mm}$$

$$P_r = \left(\frac{100 - p_r}{100}\right) D\, q_r L \qquad \text{(éq. 8.25)}$$

$$P_r = \left(\frac{100 - 28}{100}\right) 8 \times 47 \times 150$$

$$P_r \approx 41\,000\ \text{N}$$

Pour deux cordons de soudure, on a :

$$P_r = 2 \times 41 = 82\ \text{kN}$$

Si on augmente D à 9 mm (la valeur maximale), on obtient :

$$P_r = 91\,\text{kN}$$

Il faut toutefois considérer ce résultat comme purement indicatif. Une analyse plus raffinée est recommandée. On conviendra, toutefois, que ce mode de sollicitation est beaucoup moins représentatif des conditions réelles que le mode de sollicitation précédent (excentrique en flexion) pour le profilé en T.

EXEMPLE 8.6 Assemblage excentrique en flexion (plan y-z)

On désire accrocher un poids à un segment de tube en porte-à-faux, tel qu'illustré sur la figure 8.40. Calculer la valeur maximale pondérée de la charge (P_f) que l'assemblage soudé est en mesure de supporter.

Les pièces extrudées sont en alliage 6063-T5 et le métal d'apport, en alliage 4043.

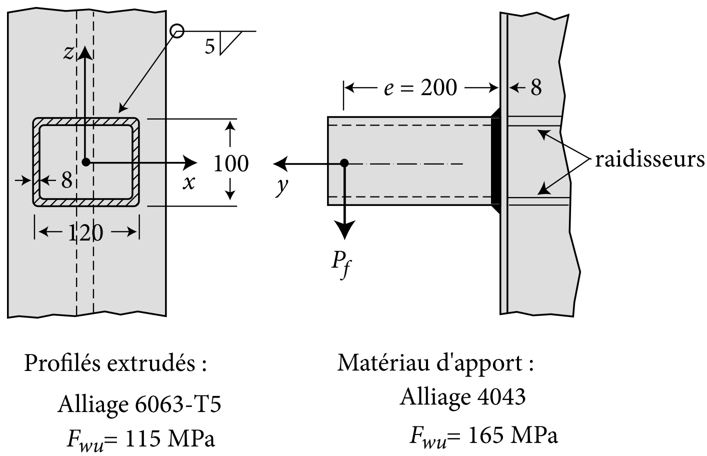


FIGURE 8.40 Assemblage excentrique en flexion de l'exemple 8.6

SOLUTION

Il est acceptable de considérer que les cordons de soudure verticaux vont résister à l'effort tranchant et que les cordons horizontaux vont résister à l'effort de flexion[8.36].

– ***Flexion***

Pour la flexion, l'équation (8.53) s'applique avec L = 120 mm et t = 100 mm.

$$P_r = \frac{\phi_f\ 0{,}7 t_w\ L}{e}(t + 0{,}7 t_w)\ F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.53)}$$

$$t_w = 0{,}707 D = 0{,}707 \times 5 = 3{,}54 \text{ mm} \qquad \text{(éq. 8.1)}$$

$$P_r = \frac{0{,}67 \times 0{,}7 \times 3{,}54 \times 120}{200}(100 + 0{,}7 \times 3{,}54)\ 0{,}115$$

$$P_r = 11{,}7 \text{ kN} \geq P_f$$

– ***Cisaillement***

Pour le cisaillement, l'équation (8.17) avec $k = 0{,}6$ s'applique.

$$v_r = \phi_f\ k\, t_w\ F_{wu} \qquad \text{(éq. 8.17)}$$

$$v_r = 0{,}67 \times 0{,}6 \times 3{,}54 \times 115 = 164 \text{ N/mm}$$

Les deux cordons de soudure verticaux, d'une longueur totale de 200 mm, résistent à cet effort de cisaillement.

$$P_r = 200 \times 164 = 32\,800 \text{ N}$$

$$P_r = 33 \text{ kN}$$

C'est la flexion qui contrôle.

En fait, l'assemblage soudé possède une plus grande capacité que celle qui a été établie à l'aide du modèle d'analyse simple que l'on a considéré, puisque les cordons verticaux participent aussi à l'effort de flexion.

RÉFÉRENCES

[8.1] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Certification d'entreprises de soudage par fusion de l'aluminium,*** CSA W47.2-2011, Rexdale, Ontario, 2011.

[8.2] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Certification des organismes d'inspection en soudage,*** CSA W178.1-F18 (C2023), Rexdale, Ontario, 2018.

[8.3] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Qualification des inspecteurs en soudage,*** CSA W178.2-2018, Rexdale, Ontario, 2018.

[8.4] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Construction soudée en aluminium,*** CSA W59.2-2018, Rexdale, Ontario, 2018.

[8.5] AMERICAN WELDING SOCIETY, ***Structural welding code -Aluminum,*** 5th Edition, ANSI/AWS D1.2/D1.2M:2008, Miami, Florida, USA, 2008.

[8.6] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[8.7] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, ***Eurocode 9 : Design of aluminium structures – Part 1-1 : General structural rules,*** ENV 1999-1-1, Brussels, Belgium, May 2007.

[8.8] AMERICAN WELDING SOCIETY, ***Materials joining monograph-Aluminum and aluminum alloys, American Welding Society,*** Miami, Florida (also published by the Aluminum Association, Washington D.C.), 1997.

[8.9] PECHINEY RHENALU, ***Demi-produits en aluminium,*** Paris, France, 1997.

[8.10] BARRY, D.T., MAY, E., ***Aluminium welding guide, Aluminium Federation of South Africa,*** Isando, Transvaal, 1st Edition, 1993.

[8.11] BARRY, D.T., ***Aluminium fabrication guide,*** Aluminium Federation of South Africa, Isando, Transvaal, 1st Edition, 1989.

[8.12] MALAN, S.F., PATERSON, A.E., ***Aluminium design guide I (Static structures),*** Aluminium Federation of South Africa, Isando, Transvaal, 1st Edition, 1989.

[8.13] NICHOLAS, E.D., KALLEE, S.W., ***Friction stir welding - A decade on,*** IIW Asian Pacific International Congress, Sydney, October-November, 2000.

[8.14] KALLEE, S.W., NICHOLAS, E.D., ***Causing a stir in the future,*** Welding and Joining, Feb. 1998, pp 18-21.

[8.15] KALLEE, S.W., THOMAS, W.M., NICHOLAS, E.D., ***Friction stir welding of lightweight Materials, International Conference on magnesium alloys and their applications,*** Sept. 2000, Munich.

[8.16] KALLEE, S.W., NICHOLAS, E.D., THOMAS, W.M., ***Industrialisation of friction stir welding for aerospace structures,*** Structures and Technologies - Challenges for future launchers, Third European Conference, Strasbourg, France, Dec. 2001.

[8.17] JOHNSEN, M.R., ***Friction stir welding takes off at Boeing,*** Welding Journal, Feb. 1999.

[8.18] DAVENPORT, J., KALLEE, S.W., WYLDE, J.G., ***Europe follows Japan into friction stir welding,*** Railway Gazette International, Nov. 2001, pp 777-781.

[8.19] JOHNSON, R., KALLEE, S.W., ***Stirring stuff from friction welding and Friction stir welding for the automotive industry,*** Materials World, Dec. 1999.

[8.20] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157.1-17 (R2022),*** Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[8.21] MARSH, C., ***Strength of aluminum fillet welds, Welding Research Supplement,*** American Society of Welding, 64 (12), 1985.

[8.22] MOORE, R.L., JOMBOCK, J.B., KELSEY, R.A., ***Strength of welded joints in aluminum Alloy 6061-T6 tubular members,*** Welding Journal, 50 (4), 1971.

[8.23] SOETENS, F., ***Welded connections in aluminum alloy structures,*** Heron, Volume 32, No. 1, Delft, Holland, 1987.

[8.24] MARSH, C., ***Strength of aluminum T-joint fillet welds, American Welding Society,*** Welding Research Supplement 67 (8), 1988.

[8.25] BUTLER, L.J., KULAK, G.L., ***Strength of fillet welds as a function of direction of load,*** Welding Journal, Welding Research Council, Vol. 36, No. 5, 1971.

[8.26] MIAZGA, G.S., KENNEDY, D.J.L., ***Behaviour of fillet welds as a function of the angle of loading,*** Can. J. Civ. Eng., Vol. 15, No. 4, 1989.

[8.27] KAMTEKAR, A.G., ***The strength of inclined fillet welds,*** J. Construct., Steel Research, Vol. 7, No. 1, 1987.

[8.28] KENNEDY, D.J.L., KRIVIAK, G.J., ***The strength of fillet welds under longitudinal and transverse shear : a paradox,*** Can. J. Civ. Eng., Vol. 12, No. 1, 1985.

[8.29] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Strength design in aluminum,*** CAN/CSA-S157-M83, Rexdale, Ontario, 1983.

[8.30] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Limit states design of steel structures,*** CAN/CSA-S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[8.31] THE ALUMINUM ASSOCIATION, ***Aluminum Design Manual,*** Part 1 – B Specification for aluminum structures, Washington, D.C., 2020.

[8.32] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., ***Calcul des charpentes d'acier,*** Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794p.), Tome 2, 2010 (611p).

[8.33] CANADIAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, ***Handbook of steel construction,*** 12th Edition, Willowdale, Ontario, 2021.

[8.34] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ***Aluminium structures - Material and design - Ultimate limit states under static loading*****,** ISO/TR11069 : 1995 (E), Geneva, Switzerland, 1995.

[8.35] BEAULIEU, D., PICARD, A., ***Résultats d'essais sur des assemblages soudés excentriques en flexion,*** Revue canadienne de génie civil, Vol. 12, no 3, 1985.

[8.36] EUROPEAN CONVENTION FOR CONSTRUCTIONAL STEELWORK (ECCS), ***European recommendations for aluminium alloy structures,*** Committee T2, 1978.

[8.37] ST-GEORGES, L., KISS, L.L., ***Le soudage par friction malaxage- principes et applications,*** Les Presses de l'Aluminium, Chicoutimi, Québec, Canada, 2015, 265p. Aussi disponible en version anglaise: Friction stir welding- principles and applications, PRAL, 2018, 251p.

Chapitre 9

FATIGUE

9.1 INTRODUCTION

9.1.1 Le phénomène de fatigue

Dans les chapitres précédents, les états limites ultimes qui caractérisent la rupture des pièces ou des charpentes en aluminium ont toujours été associés soit à une rupture ductile du matériau, soit à une instabilité locale ou globale de la pièce ou de la charpente sous les charges pondérées. Il existe un autre mode de rupture, propre aux structures métalliques, qui est caractérisé par la ruine de l'ouvrage à des niveaux de contrainte parfois nettement inférieurs à la limite élastique ou la contrainte de rupture ; c'est la rupture par fatigue.

Les structures soumises à des fluctuations de charge peuvent être sujettes à des ruptures par fatigue si le nombre d'applications de la charge est grand, et cela à des contraintes plus basses que les contraintes admissibles pour des charges statiques. Les ruptures de fatigue se manifestent au voisinage des concentrations de contraintes, sous forme de fissures susceptibles de se propager à travers les éléments ou leurs assemblages. Des discontinuités, comme les trous de boulons ou de rivets, les soudures ou les changements de formes géométriques donnent naissance à ces concentrations de contraintes qui réduisent l'espérance de vie en fatigue des structures.

La fatigue est un *état limite ultime* vérifié en calculant les variations de contraintes sous les *charges d'utilisation*, c'est-à-dire les charges non pondérées. Seules les *surcharges* qui varient de façon cyclique contribuent à la fatigue. Les charges permanentes ne sont pas prises en compte dans les calculs. Il existe toutefois des cas particuliers, comme on le verra aux sections 9.3.3 et 9.3.5, où des contraintes permanentes sont susceptibles d'influencer positivement la résistance à la fatigue.

La fatigue des métaux a été identifiée pour la première fois aux environs de 1830 et les premiers essais de fatigue visaient à éliminer les ruptures observées dans les essieux de wagons de chemin de fer[9.1]. Dans les applications de génie civil, ce sont surtout les ponts qui ont en premier retenu l'attention des ingénieurs pour les problèmes de fatigue[9.2]. Les ponts étaient d'abord rivetés (jusqu'aux années 1950), puis assemblés à l'aide de boulons à haute résistance. Les problèmes de fatigue étaient alors peu fréquents puisque les imperfections conduisant à la fatigue étaient relativement moins importantes et que les fréquences de chargement étaient faibles, comparées à celles d'aujourd'hui. Les considérations de fatigue ont pris de l'importance avec l'utilisation croissante de la soudure dans la fabrication des ponts. Les normes de calcul pour la fatigue étaient plutôt rudimentaires, à l'origine, mais elles se sont rapidement raffinées, à partir des années 1970, pour permettre aujourd'hui un calcul relativement précis et sécuritaire de la résistance des structures à la fatigue.

Une brève introduction à la problématique de la fatigue a été présentée à la section 2.9.4. Dans le présent chapitre, on décrira le phénomène en utilisant une approche pratique et en laissant aux ouvrages spécialisés le soin d'explorer plus en profondeur les principes et particularités parfois fort complexes de la théorie de la fatigue[9.1-9.3].

Réhabilitation du pont Real Ferdinando sur la rivière Garigliano, Minturno, Italie
PHOTO : FEDERICO M. MAZZOLANI

9.1.2 Importance de la fatigue

Des études révèlent que plus de 75 % des ruptures observées dans les véhicules terrestres sont attribuables à la fatigue et qu'en général, les pourcentages varient entre 50 et 90 % selon les applications structurales[9.4]. Ces chiffres démontrent l'importance de bien évaluer les cas où les sollicitations variables répétées sont susceptibles d'entraîner la fatigue et, le cas échéant, de bien évaluer la résistance de la structure en fatigue.

Il est facile de dresser la liste des véhicules et des structures dont le risque de rupture par fatigue est élevé : automobiles, avions, trains, bateaux, moteurs, turbines, ponts roulants, ponts, tours, pylônes, plates-formes pétrolières en mer, lampadaires, portiques de signalisation routière, etc. En fait, dans toutes les applications de génie où il y a mouvement oscillatoire répété, forcé ou naturel, c'est-à-dire causé par le vent ou les vagues, par exemple, il faut se soucier de la possibilité d'endommagement qui se traduit par la propagation de fissures et qui conduit plus ou moins rapidement à la séparation des pièces.

De nos jours, la tendance est de construire avec des matériaux de plus en plus légers et d'optimiser au maximum les véhicules et les structures, ce qui a pour conséquence une progression constante des possibilités de rupture de fatigue. C'est surtout le besoin de légèreté des structures qui fait que l'aluminium est de plus en plus utilisé dans de nombreuses applications. À cette problématique, s'ajoutent celles du vieillissement des infrastructures et de l'utilisation de plus en plus fréquente de la soudure dans les ouvrages de génie, comme c'est le cas pour les ponts, tel que mentionné plus haut.

De toute évidence, pour le concepteur d'une composante d'équipement ou d'une structure dont la rupture entraînerait des pertes de vie ou des coûts très élevés, il est important de bien *évaluer les charges* qui peuvent entraîner la rupture par fatigue, de bien *appliquer les méthodes de calcul* et de ne pas hésiter à *procéder à des essais*, lorsque les calculs comportent des inconnues. Même dans les applications où les pertes de vie ou les coûts directement liés à la rupture de fatigue ne sont pas déterminants, il est important de procéder à une bonne analyse de fatigue. La possibilité d'une réparation difficile, d'un rappel de produit, d'insatisfaction de la part des clients et de la perte de réputation d'une compagnie devraient amplement justifier le recours à une vérification approfondie de la fatigue.

9.1.3 Paramètres à prendre en compte

La fissuration par fatigue se produit rarement dans le matériau de base éloigné des détails d'usinage, des soudures ou des assemblages. Même si la résistance statique de l'assemblage est supérieure à celle des éléments assemblés (ce qui est moins fréquent dans les charpentes d'aluminium que dans les charpentes d'acier), l'assemblage demeure toujours l'endroit critique du point de vue de la fatigue.

Il est bien connu que l'effet combiné des anomalies et des concentrations de contraintes sont à la source de la *formation* et de la *propagation* d'une fissure de fatigue (voir la section 9.2), même si les contraintes appliquées se situent nettement au-dessous de la limite élastique (F_y), comme on l'a déjà mentionné. La propagation d'une telle fissure peut conduire à une rupture par plastification de la section nette en fonction, notamment, des caractéristiques du matériau, de la géométrie de l'élément, de la configuration du détail de construction (concentration des contraintes), des contraintes résiduelles, des anomalies dans les soudures, du nombre de cycles de chargement, de l'amplitude et de l'étendue des contraintes, de la vitesse de sollicitation de la section, de la température et de l'environnement (voir la section 9.3).

Certains de ces paramètres sont plus importants que les autres et ils sont fondamentaux pour le développement des outils de calcul de fatigue. Des correctifs seront ensuite apportés à la méthode de base pour tenir compte des autres paramètres et, lorsqu'elles seront requises, des méthodes alternatives seront proposées.

9.1.4 Gamme de contraintes

La figure 9.1 montre la fluctuation de la contrainte σ en fonction du temps *t* pour une sollicitation *d'amplitude constante*, variant entre la contrainte minimale (σ_{min}) et la contrainte maximale (σ_{max}). Les essais de fatigue, comme on le verra plus loin, ont permis d'établir que *la gamme de contraintes* ($\Delta\sigma$), ou étendue de contrainte, est le paramètre le plus déterminant pour des détails de construction soudés[9.1–9.5].

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \tag{9.1}$$

Par convention, les contraintes de traction sont positives et les contraintes de compression sont négatives.

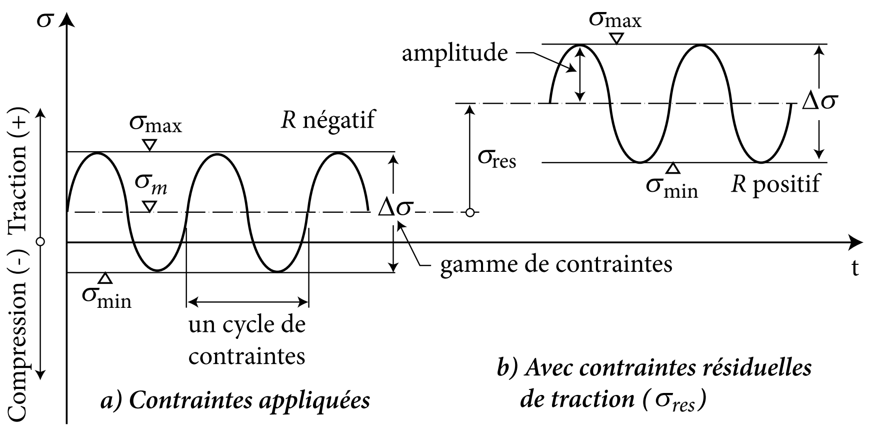


FIGURE 9.1 Définition des contraintes et effet des contraintes résiduelles de traction [tiré de 9.5]

Dans la plupart des cas, les autres paramètres comme les contraintes minimale (σ_{min}) et maximale (σ_{max}), leur rapport (R), défini par l'équation qui suit, la contrainte moyenne (σ_m), ou encore la fréquence des cycles, par exemple, peuvent souvent être négligés pour le dimensionnement, particulièrement celui des structures soudées (voir la section 9.3).

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{9.2}$$

On pourrait *a priori* penser que la durée de vie peut être augmentée lorsqu'*une partie* du cycle de contraintes est en compression. Cela n'est toutefois pas le cas, en général, dans les éléments soudés à cause des contraintes résiduelles (σ_{res}) de traction introduites par la soudure. Le comportement de la fissure est, en fait, influencé par la somme des contraintes appliquées et des contraintes résiduelles (figure 9.1b). Une durée de vie plus longue peut cependant être obtenue dans certains cas, en introduisant des contraintes résiduelles de compression à l'aide de traitements d'amélioration (ou méthodes de parachèvement) après le soudage (voir la section 9.5).

Lorsque la distribution des contraintes résiduelles est connue ou lorsque ces contraintes sont négligeables, comme dans les matériaux de base ou dans les assemblages rivetés ou boulonnés, il est possible de considérer les effets bénéfiques des paramètres σ_m et R dans le calcul de la résistance à la fatigue, comme on le verra plus loin.

9.1.5 Essais de fatigue

Afin de connaître la résistance à la fatigue d'un détail de construction, il est indispensable d'effectuer des essais de fatigue au cours desquels on soumet des éprouvettes à une sollicitation variable, la plus simple étant une variation de contraintes sinusoïdale, comme celle montrée sur la figure 9.1. L'éprouvette doit être suffisamment grande afin de représenter le détail de construction et les contraintes résiduelles de façon adéquate[9.5]. Il est également nécessaire de prévoir un nombre d'éprouvettes suffisant afin de pouvoir connaître la dispersion des résultats. En effet, même dans des conditions d'essai identiques, le nombre de cycles jusqu'à la rupture ne sera pas le même pour des éprouvettes apparemment identiques, car il y a toujours de petites différences dans les paramètres pouvant influencer la durée de vie.

Les résultats d'essais sur des éléments soudés sont normalement représentés dans un diagramme sur lequel on reporte en abscisse le nombre de cycles N observés jusqu'à la rupture (ou jusqu'à une dimension de fissure prédéfinie) et en ordonnée la différence de contraintes $\Delta\sigma$ (figure 9.2). Ce diagramme est communément appelé diagramme ou courbe S - N, la lettre S représentant la contrainte (stress). L'échelle de l'abscisse est généralement de type logarithmique alors que celle de l'ordonnée peut être soit linéaire (figure 9.2a), soit logarithmique (figure 9.2b).

En choisissant une échelle logarithmique pour chacun des axes, la moyenne des résultats obtenus pour un détail de construction donné peut être exprimée, dans un domaine compris entre 5×10^4 (légèrement variable selon les normes et codes) et 5×10^6 cycles environ, par une droite ayant l'équation suivante (figure 9.3)[9.5] :

$$N = C\Delta\sigma^{-m} \tag{9.3}$$

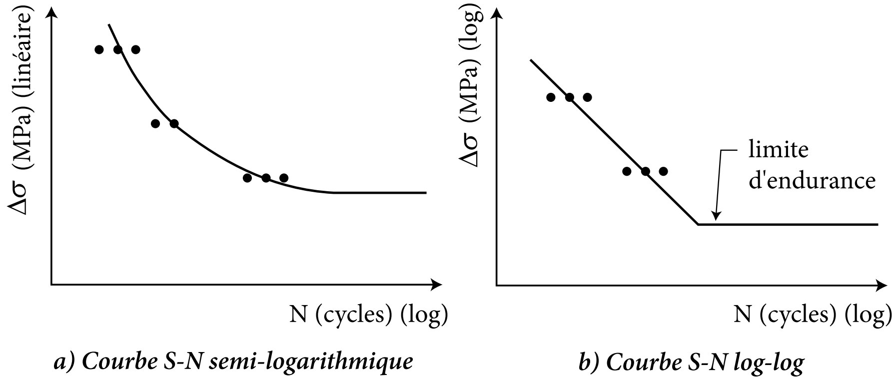


FIGURE 9.2 Courbes *S-N* (sollicitation constante)

Dans cette équation, *C* est une constante représentant l'effet du détail de construction, et m est la pente de la droite *de la moyenne des résultats*. Cette même droite sera obtenue analytiquement avec la théorie de la mécanique de la rupture, comme on le verra à la section 9.2. Il convient de noter, à cette étape-ci, que la référence [9.22] utilise les symboles *M* et γ, au lieu de *C* et les symboles F_{sr} et $\Delta\sigma_r$ au lieu de $\Delta\sigma$ dans la section sur la fatigue et dans les commentaires.

L'équation (9.3) peut être exprimée par l'équation d'une droite en utilisant les logarithmes des différentes variables :

$$\log N = \log C - m \log \Delta\sigma \tag{9.4}$$

La limite supérieure de cette droite ($\Delta\sigma_u$) correspond à la résistance ultime statique du matériau. Le domaine correspondant à un nombre de cycles compris entre 10 et 10^4 est appelé *fatigue oligocyclique* (fatigue par déformation plastique excessive). Une discussion sur ce sujet est présentée à l'Annexe F de la référence [9.20]. La résistance correspondante est surtout importante pour les sollicitations dues aux séismes, pour lesquelles on observe en général un faible nombre de différences de contraintes, mais de valeur très élevée.

La limite inférieure de cette droite ($\Delta\sigma_{Ls}$) représente la limite d'endurance ou limite de fatigue : cela indique qu'une sollicitation inférieure à cette limite peut être appliquée un très grand nombre de fois ($> 10^8$) sans qu'une fissure de fatigue ne se produise. Cette valeur est importante pour des éléments soumis à un nombre élevé de petites gammes de contraintes, tels que les éléments d'une machine. Pour *l'aluminium*, on relèvera cependant que l'on n'observe pas une véritable limite de fatigue, mais une droite de pente très faible. Il convient également de préciser qu'une limite de fatigue ne peut être établie qu'à partir d'essais effectués avec des *sollicitations d'amplitude constante*.

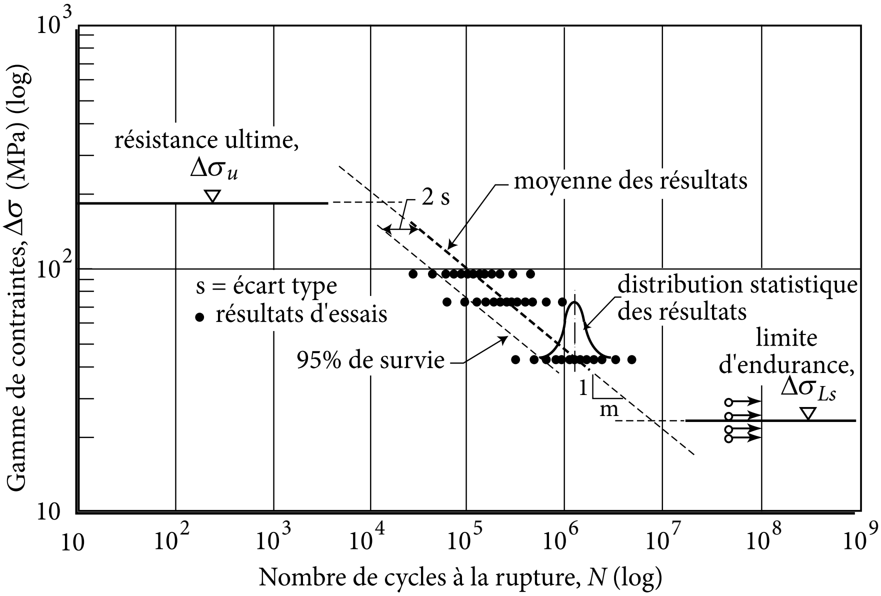


FIGURE 9.3 Résultats d'essais sous sollicitations d'amplitude constante [tiré de 9.5]

L'établissement d'une courbe de résistance à la fatigue doit tenir compte de la dispersion des résultats d'essais. À cet effet, on se base sur des valeurs représentant une certaine probabilité de survie, par exemple 95 % avec un niveau de confiance qui peut être de 75 %. La position exacte de la courbe qui en résulte dépend encore du nombre de résultats d'essais dont on dispose. Pour un nombre suffisamment grand (de l'ordre de 60 essais), cette probabilité de survie peut être approchée par une droite parallèle à celle de la moyenne des résultats, située à gauche de celle-ci, à une distance égale à deux écarts types(2*s* ; figure 9.3).

9.2 MÉCANISMES DE LA RUPTURE PAR FATIGUE

9.2.1 Théorie élastique

La théorie de la *mécanique de la rupture* est une science très complexe qui permet d'étudier *la propagation des fissures* dans les pièces de machines, d'automobiles, d'avions, de turbines ou de structures en général, dont les principaux modes de sollicitation sont les sollicitations alternées entraînant la fatigue[9.3, 9.6, 9.7].

Cette théorie n'est pas indispensable pour le dimensionnement à la fatigue des structures métalliques, mais elle permet de décrire *analytiquement* une fissure de fatigue de même que sa propagation et de déduire ainsi *la durée de vie d'un élément fissuré*. Même si les ingénieurs concepteurs ne font pas souvent appel à cette théorie, il est utile d'en connaître les notions de base pour mieux comprendre le phénomène de la fatigue[9.2, 9.5]. La référence [9.20] trace les grandes lignes de la mécanique de la rupture dans son Annexe B.

Selon la théorie élastique, on peut expliquer l'effet d'une fissure en considérant une plaque soumise à une contrainte de traction uniforme σ et comprenant un trou (figure 9.4a). Le champ des contraintes dans la plaque est influencé par la présence du trou. La figure 9.4b montre la variation des contraintes σ_y le long de l'axe x dans le cas d'un trou elliptique. Pour un trou circulaire, $\sigma_{y\,\max} = 3\,\sigma$. Cette concentration de contrainte est plus grande pour un trou de forme elliptique et elle tend vers l'infini lorsque le demi-axe b tend vers zéro (figure 9.4c). Ce dernier cas représente celui d'une fissure réelle dont le front (la pointe) est aigu.

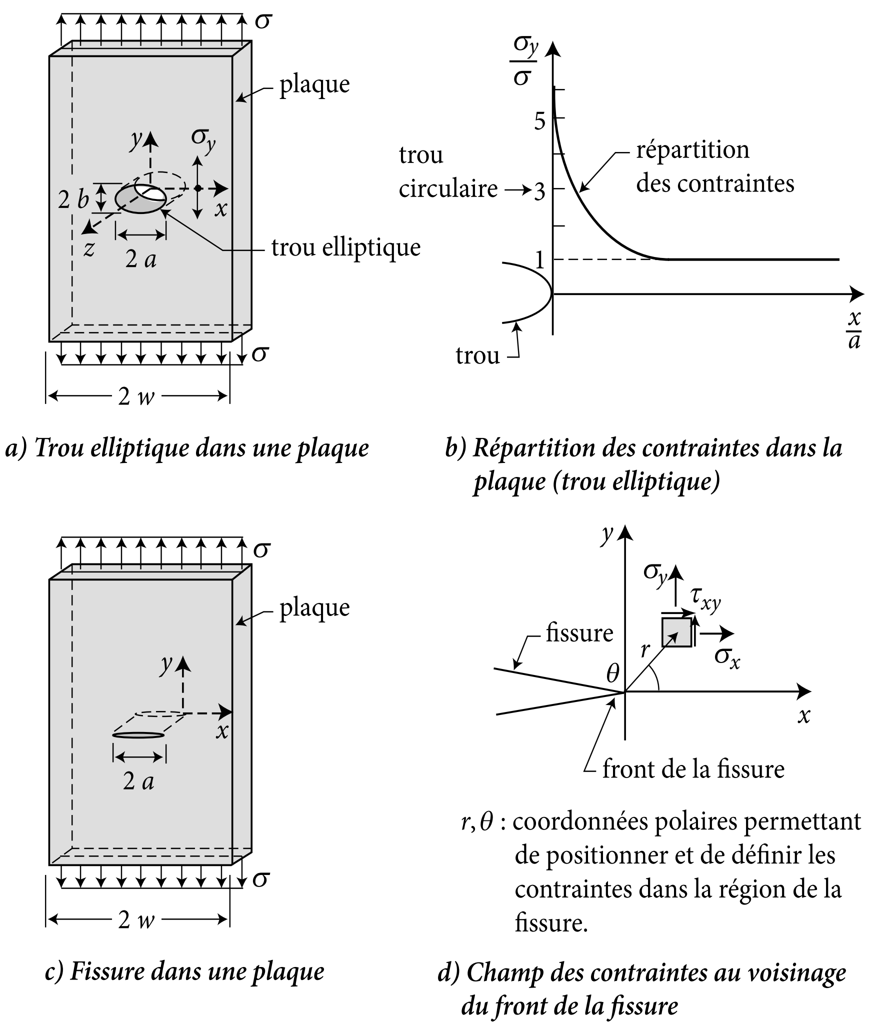


FIGURE 9.4 Définition des contraintes au front d'un trou et d'une fissure [tiré de 9.5]

Les relations conventionnelles contraintes-déformations ne permettant pas d'analyser les contraintes au voisinage du front de la fissure, il a été nécessaire d'introduire une nouvelle notion pour les décrire, soit le facteur d'intensité de contrainte (K). Ce facteur dépend de l'amplitude des contraintes appliquées ainsi que de la dimension et de la géométrie de la fissure (figure 9.4d). Il se définit par la relation suivante dans laquelle Y est un facteur de correction, fonction de a:

$$K = Y \sigma \sqrt{\pi a} \tag{9.5}$$

Le cas de base est celui d'une fissure de largeur $2a$ dans une plaque infinie ($2w$ très grand) à deux dimensions, soumise à une contrainte uniforme σ agissant perpendiculairement à cette fissure. Dans ce cas, $Y = 1{,}0$. Tous les autres cas peuvent être déduits de ce cas de base par l'application d'un facteur de correction adéquat. Il est possible de trouver des valeurs de facteurs de correction dans la littérature spécialisée[9.8, 9.9]. Dans les applications courantes, Y varie entre 0,75 et 3,0[9.1, 9.5].

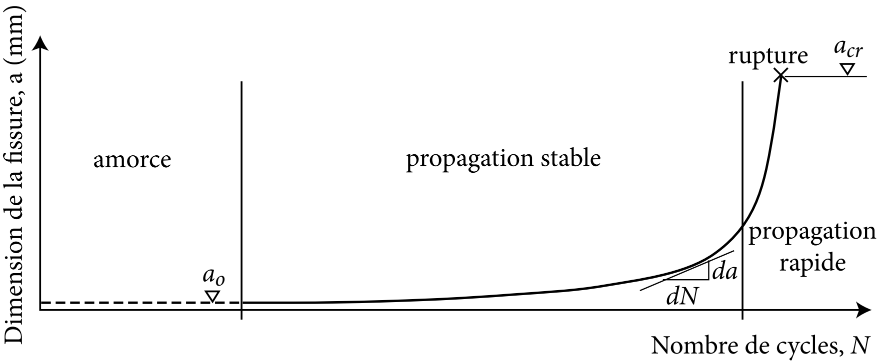
9.2.2 Propagation de la fissure

Des essais de fatigue effectués sur des éprouvettes spécialement conçues à cet effet permettent d'observer la relation entre le nombre de cycles N et la dimension a de la fissure (figure 9.5a). Il est ainsi possible de distinguer trois phases d'évolution de la fissure : la phase initiale (amorce), la propagation stable et la propagation rapide. La propagation rapide est une phase instable conduisant à la rupture.

Le point initial de la fissure observé dans la première phase (figure 9.5b) est généralement situé sur la surface du spécimen, lorsqu'il n'est pas soudé. Sinon, la fissure prend naissance à un défaut de soudure dans la zone de concentration des contraintes maximales. L'apparence de cette zone est généralement lisse et soyeuse en raison du frottement des surfaces entre elles lors de la propagation des fissures[9.10].

La seconde zone, appelée zone de propagation des fissures ou zone de fissuration en fatigue, s'étend de la zone initiale de la fissure à la limite de la zone de rupture. Elle est caractérisée par une symétrie radiale autour du point initial de la fissure, ce qui permet de localiser facilement l'origine de la fissure puisque cette zone est généralement visible à l'œil nu. Le plan contenant la zone de propagation des fissures de fatigue est toujours orienté perpendiculairement à la direction de la contrainte appliquée.

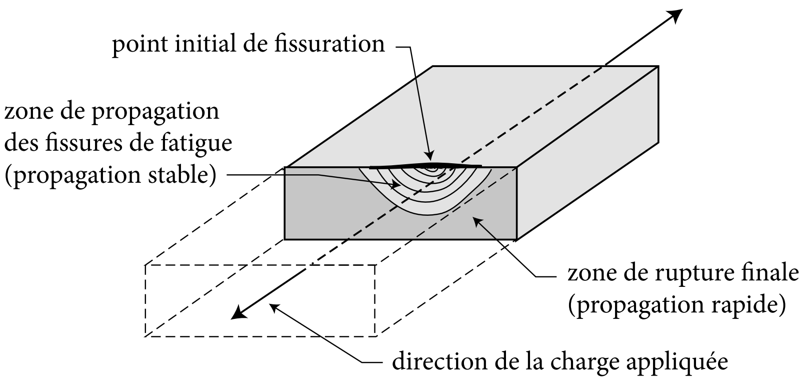
Lorsque la portion restante de la section n'est plus en mesure de résister à la charge appliquée, la troisième phase survient, c'est-à-dire que la rupture finale se produit soudainement. Les caractéristiques géométriques de la zone de rupture finale sont très différentes de celles de la zone de propagation des fissures. Elles s'apparentent à celles de la surface d'une éprouvette fracturée en traction sous chargement statique.



a_o = dimension de la fissure initiale (au moment de l'observation)

a_{cr} = dimension de la fissure critique (à la rupture de la pièce)

a) Courbe de comportement [tiré de 9.5]



b) Aspect physique de la surface de rupture d'une pièce

FIGURE 9.5 Amorce et propagation d’une fissure de fatigue

Les dimensions relatives des zones de propagation et de rupture finale dépendent de l’intensité des contraintes cycliques, la zone de propagation étant davantage importante lorsque $\Delta\sigma$ est petit.

La phase initiale peut durer très longtemps pour des pièces usinées ; elle peut en revanche être très courte pour des pièces soudées contenant des anomalies importantes. La propagation de la fissure est, quant à elle, très lente au début, mais croît de manière exponentielle au fur et à mesure de l’augmentation de la dimension de la fissure. Il est possible de calculer à partir de la relation a - N (figure 9.5a) le *taux de propagation* da / dN, autrement dit, l’augmentation de la dimension de la fissure par cycle. Il s’agit, bien sûr, d’une valeur moyenne sur un certain nombre de cycles qui dépend de la précision de l’observation possible. Ce taux de propagation correspond à la tangente de la courbe dans le domaine de la propagation stable.

Il a été possible de constater une dépendance entre le taux de propagation (da/dN) et la différence de facteurs d'intensité de contrainte(ΔK) qui dépend elle-même de la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) appliquée et de la dimension (a) de la fissure. La gamme de facteurs d'intensité de contrainte(ΔK), s'obtient en remplaçant dans l'équation (9.5) la contrainte (σ) appliquée statiquement par la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) due à la sollicitation de fatigue :

$$\Delta K = Y\,\Delta\sigma\,\sqrt{\pi a} \tag{9.6}$$

Différentes relations ont été proposées pour décrire la relation entre le taux de propagation (da/dN) de la fissure et la gamme de facteurs d'intensité de contraintes (ΔK). Parmi celles-ci, la plus simple et la plus utilisée est celle de la référence [9.11], valable dans le domaine de la propagation stable :

$$\frac{da}{dN} = D\,\Delta K^{n} \tag{9.7}$$

Dans cette équation, D et n sont des constantes de matériau.

La figure 9.6 montre schématiquement des résultats de mesures du taux de propagation da/dN ainsi que sa valeur théorique selon l'équation (9.7), qui est une droite dans la représentation habituelle d'une échelle logarithmique pour chaque axe.

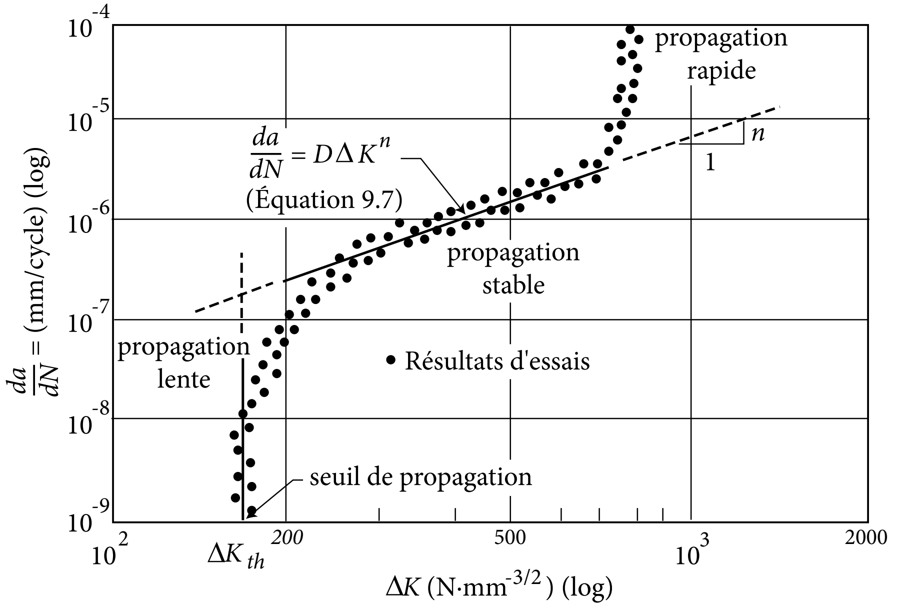


FIGURE 9.6 Taux de propagation *da/dN* d'une fissure en fonction de la gamme de facteurs d'intensité de contrainte Δ*K* [tiré de 9.5]

Pour les valeurs de (ΔK) proches d'une valeur de seuil ΔK_{th}, (*threshold*), le taux de propagation est très petit ou quasi inexistant. On remarque l'analogie entre la figure 9.6 et la figure 9.3 où, pour une valeur de gamme de contraintes $(\Delta\sigma)$ proche de la limite d'endurance, la durée de vie devient très grande. Ainsi, une éprouvette soumise à une très petite sollicitation ou contenant une petite fissure, ou encore une combinaison des deux (car dans la gamme de facteurs d'intensité de contrainte ΔK interviennent, selon l'équation (9.6), les deux paramètres $\Delta\sigma$ et a), ne subit qu'une propagation de fissure très lente, voire pas de propagation du tout.

Pour des valeurs élevées de gammes de facteurs d'intensité de contrainte (ΔK), le taux de propagation (da/dN) devient très grand, ce qui conduit à la rupture de la section par plastification de la section nette restante.

9.2.3 Calcul de la durée de vie

La durée de vie totale est essentiellement constituée par la phase initiale de la fissure et celle de la propagation stable (figure 9.5), car la faible contribution de la propagation rapide (ou instable) peut être négligée. De plus, pour les éléments soudés, la phase initiale de la fissure de fatigue est généralement très rapide à cause de la présence d'anomalies. Donc, la durée de vie peut être obtenue analytiquement par l'intégration de l'équation (9.7) dans laquelle N_{ij} est le nombre de cycles nécessaires pour agrandir la fissure de a_i à a_j avec $a_j > a_i$:

$$N_{ij} = \int_{a_i}^{a_j} dN = \int_{a_i}^{a_j} \frac{1}{D\,\Delta K^n}\,da \tag{9.8}$$

Une intégration numérique de l'équation (9.8) est en général nécessaire, sauf dans le cas où l'on peut introduire l'équation (9.6) pour ΔK en admettant que le facteur de correction Y est constant. On obtient alors l'expression suivante dans laquelle α est une constante provenant de l'intégration, $\alpha = [(n/2) - 1]$:

$$N_{ij} = \frac{1}{D\,\alpha\,\pi^{n/2}\,Y^n}\,\frac{1}{\Delta\sigma^n}\,\frac{1}{a_i^{\alpha}}\left[1 - \left(\frac{a_i}{a_j}\right)^{\alpha}\right] \tag{9.9}$$

La relation (9.9), dont tous les termes ont été introduits dans les équations précédentes, permet d'évaluer l'effet sur la durée de vie d'un certain nombre de paramètres (voir la section suivante), dont, par exemple :

- la dimension initiale de la fissure en introduisant $a_i = a_o$ (voir la figure 9.5a);
- la dimension critique de la fissure avec $a_j = a_{cr}$;
- la gamme des contraintes $\Delta\sigma$;
- la géométrie de la fissure et la concentration de la contrainte à l'aide de Y;
- les constantes du matériau D et n.

En se limitant pour l'instant à *un seul détail de construction*, en admettant que les dimensions a_o et a_{cr} pour ce détail sont connues et que le facteur de correction Y représentant l'influence de la géométrie de la fissure et des concentrations de contrainte du détail est constant au cours de la propagation, l'équation (9.9) devient :

$$N_{ij} = \int_{a_o}^{a_{cr}} dN = \overline{C}\,\Delta\sigma^{-n} \tag{9.10}$$

Dans cette équation, la constante $\overline{C}$ pour le détail de construction est définie par l'équation suivante :

$$\overline{C} = \frac{1}{D\,\alpha\,\pi^{n/2}\,Y^n}\,\frac{1}{a_o^{\alpha}}\left[1-\left(\frac{a_o}{a_{cr}}\right)^{\alpha}\right] \tag{9.11}$$

Le nombre de cycles N_{ij} obtenu à partir de l'équation (9.10) représente *la durée de vie* du détail considéré, en admettant une propagation de fissure stable à partir de sa dimension initiale a_o jusqu'à sa dimension critique a_{cr}. Le nombre de cycles N_{ij} est uniquement fonction de la gamme de contraintes $\Delta\sigma$, tous les termes intervenant dans la constante $\overline{C}$ étant des constantes pour le détail considéré.

Il est intéressant de relever que la forme de l'équation (9.10) est identique à celle de l'équation (9.3) qui a été déterminée expérimentalement. La correspondance entre ces deux relations est bonne *pour les éléments soudés* dont la durée de vie est influencée essentiellement (de 80 à 90 %) par la phase de propagation de la fissure, donc *pour lesquels peu de cycles sont nécessaires pour que débute une fissure*.

En conclusion, la durée de vie observée expérimentalement peut être décrite analytiquement sur la base de la théorie de la mécanique de la rupture. L'exposant n utilisé dans l'équation (9.7) pour la description du taux de propagation correspond donc à la pente m de la courbe de résistance exprimée par l'équation (9.3). Cet exposant est de l'ordre de 3 pour les aciers de construction, de 2 à 2,5 pour les aciers à très haute limite d'élasticité et *d'environ 4 pour l'aluminium*. La constante $\overline{C}$ définie par l'équation (9.11) est quant à elle identique à la constante C utilisée dans l'équation (9.3). Elle représente les caractéristiques des détails de construction concernant leur comportement à la fatigue.

9.2.4 Paramètres influençant la durée de vie

Dimension initiale de la fissure

La figure 9.7 traite de l'exemple d'une plaque d'acier de 10 mm d'épaisseur sollicitée en traction, afin de mettre en évidence l'influence de la dimension initiale de la fissure (a_o) et de la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) sur la durée de vie[9.5]. Le nombre de cycles N_{ij} nécessaires pour agrandir la fissure de dimension initiale $a_i = a_o$ à une valeur $a_j = 10$ mm (correspondant à l'épaisseur de la plaque) est indiqué en abscisse. La figure 9.7a permet de montrer que la dimension initiale a_o de la fissure est une valeur importante pour la détermination du nombre de cycles N_{ij}, dans la mesure où une petite fissure initiale (par exemple a_o = 0,5 mm) permet un grand nombre de cycles, tandis qu'une grande fissure initiale réduit considérablement ce nombre de cycles.

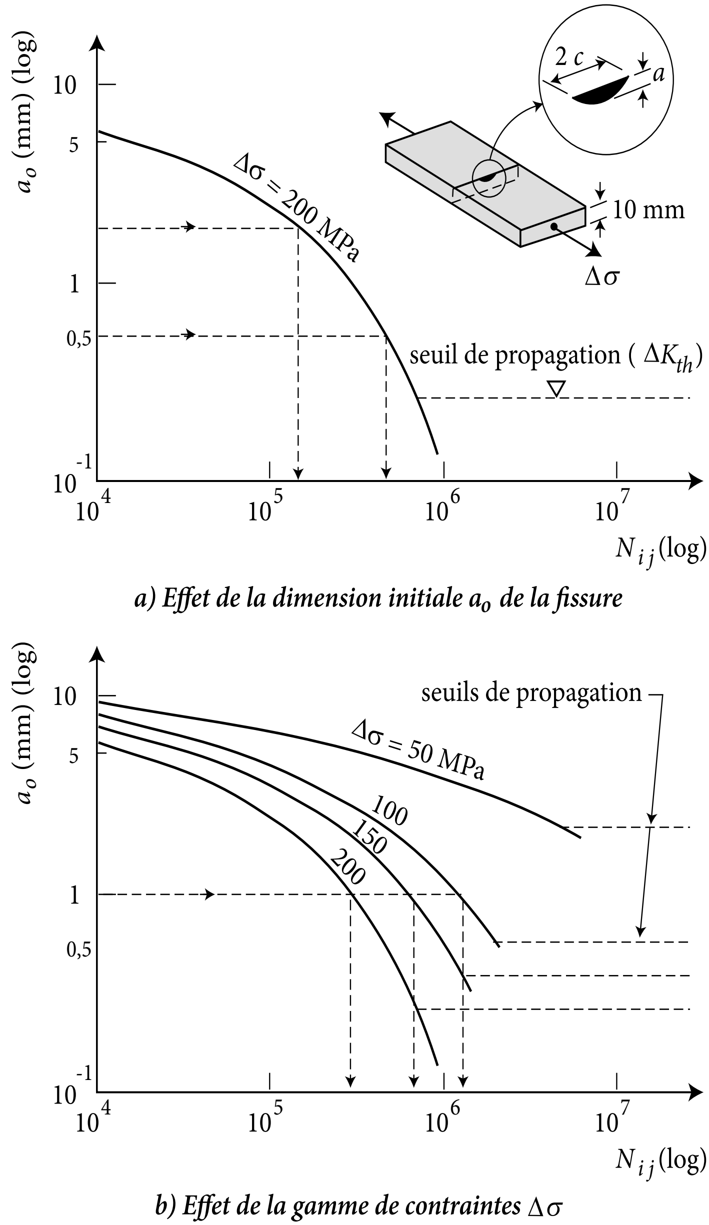


FIGURE 9.7 Effet de la dimension initiale a_o de la fissure et de la gamme de contraintes $\Delta\sigma$ sur le nombre de cycles N_{ij} [tiré de 9.5]

La figure 9.7a illustre également l'effet du seuil de propagation (ΔK_{th}). Avec les valeurs numériques de cet exemple et pour une gamme de contraintes $\Delta\sigma =$ 200 MPa, on voit qu'aucune fissure dont la dimension initiale a_o est plus petite que 0,3 mm environ ne subit de propagation. Cette valeur est déduite de l'équation (9.6) avec l'exigence que ΔK reste inférieure à la valeur de seuil ΔK_{th}, égale en l'occurrence à 174 N • mm$^{-3/2}$ dans cet exemple.

Il convient d'ajouter que l'épaisseur de la plaque (qui influence directement la dimension finale a_j de la fissure) n'a que très peu d'influence sur le nombre de cycles N_{ij}, pour autant qu'elle soit nettement plus grande (d'un facteur 10 au moins) que a_i. Ceci ressort de l'équation (9.9), où le rapport a_i / a_j apparaît dans le dernier terme de la relation.

Gamme de contraintes

La figure 9.7b met en évidence l'influence prépondérante de la gamme de contraintes $\Delta\sigma$. Pour l'exemple d'une fissure de dimension initiale $a_o = 1$ mm, le nombre de cycles est nettement plus grand pour des sollicitations plus petites. En effet, selon l'équation (9.10), le nombre de cycles N_{ij} est inversement proportionnel à la n-ième puissance de la gamme de contraintes $\Delta\sigma$.

La dimension de la fissure au-dessous de laquelle aucune propagation n'a lieu (seuil de propagation) est également nettement plus grande pour une sollicitation plus petite. Cette observation met en évidence la plus grande sensibilité aux anomalies des éléments fortement sollicités et, par conséquent, la nécessité d'adapter les contrôles des soudures aux conditions d'utilisation.

Concentration de contraintes

Les effets de la forme de la fissure et de ses dimensions par rapport à celles (largeur et épaisseur) de la plaque sont contenus dans le facteur de correction Y. Ces effets sont *relativement faibles* par rapport à ceux qui sont dus à la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) ou à la dimension initiale (a_o) de la fissure. Une estimation de Y à l'aide de relations telles celles qui sont contenues dans la référence [9.5] ou dans la littérature spécialisée, est donc en général suffisante (voir la section 9.2.1).

En revanche, l'effet de concentration de contraintes due, par exemple, à un gousset ou à un autre type d'attache est *important*, même si le gousset ou l'attache ne participe pas à la résistance aux charges appliquées à la pièce maîtresse. L'effet de la concentration de contraintes dépend, en réalité, de la dimension a de la fissure. On peut en tenir compte en introduisant dans l'équation (9.6) un *facteur de concentration de contraintes* (K_t), fonction de a. L'équation prend alors la forme suivante :

$$\Delta K = Y\, K_t\, \Delta\sigma\, \sqrt{\pi\, a} \tag{9.12}$$

Les valeurs du facteur de concentration de contrainte (K_t), pour différentes géométries de fissure, peuvent être obtenues *analytiquement, expérimentalement ou à l'aide de calculs par éléments finis*. L'intégration de l'équation (9.8) est toujours possible et conduit également à l'équation (9.10) pour autant que K_t soit constant. Dans ce cas, la constante $\overline{C}$ contient toutes les données du détail de construction considéré (a_o, a_{cr}, Y et K_t) et les caractéristiques du matériau (D, n). Une intégration numérique est par contre nécessaire dans les cas où K_t et/ou Y sont considérés comme variables au cours de la propagation de la fissure.

Pont du Millennium avec tablier en aluminium, Londres, Angleterre PHOTOS : DENIS BEAULIEU

9.2.5 Dimension critique d'une fissure

La propagation d'une fissure de fatigue est possible jusqu'au moment où sa dimension critique a_{cr} est atteinte (figure 9.5a). Cette dimension critique est définie soit par la plastification de la section nette restante (aluminium et acier), soit par sa rupture fragile (acier). Il est possible de dire qu'une fissure ne conduira pas à la *rupture fragile* du détail tant que la valeur de son *facteur d'intensité de contrainte* (K) reste inférieure à une valeur critique K_c :

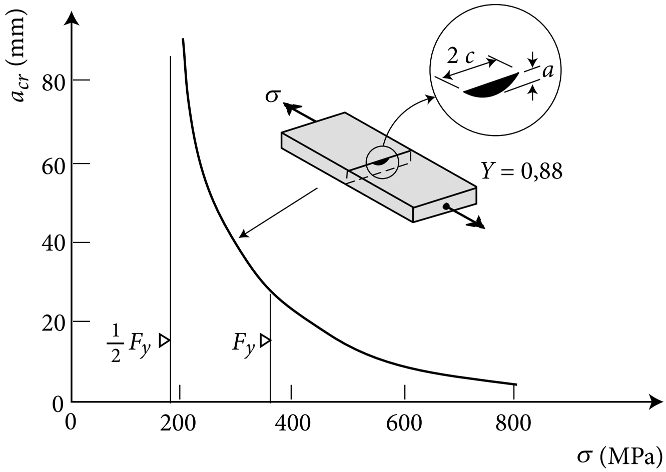
$$K < K_c \tag{9.13}$$

L'équation (9.13) est analogue à l'équation (3.1) dans la mesure où elle exprime que la « sollicitation » K doit rester inférieure à la « résistance » K_c, En y introduisant le facteur d'intensité de contrainte K défini par l'équation (9.5), il devient possible d'en déduire la dimension critique de la fissure a_{cr} menant à la rupture fragile :

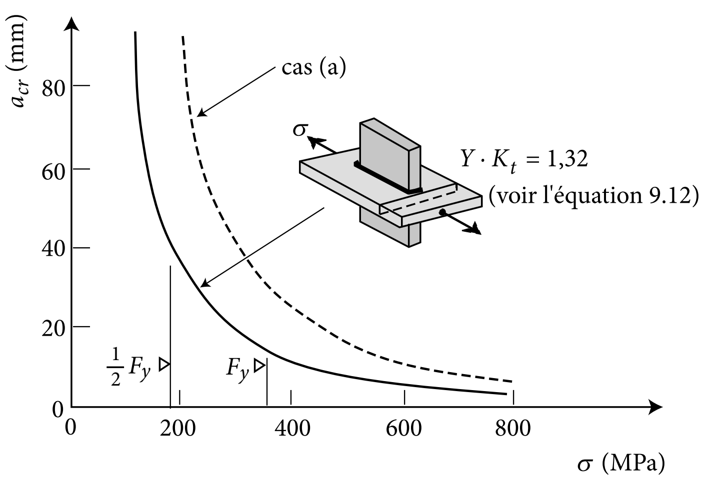
$$a_{cr} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{K_c}{Y\,\sigma}\right)^2 \tag{9.14}$$

Il convient de préciser que la *valeur critique du facteur d'intensité de contrainte* (K_c), appelée également *ténacité*, est une constante du matériau et ne dépend pas de la géométrie du détail considéré (pour autant que le matériau soit isotrope). La valeur critique du facteur d'intensité de contrainte K_c dépend toutefois de l'épaisseur de l'éprouvette, de la température ainsi que de la vitesse de sollicitation. La détermination de K_c se fait expérimentalement sur une éprouvette préfissurée. Il existe également des relations empiriques entre la *résilience*, mesurée avec l'essai Charpy (voir la section 2.9.6) et la valeur K_c [9.7, 9.12].

La figure 9.8 présente la relation entre la contrainte appliquée σ et la dimension critique de la fissure a_{cr} [9.6]. Il s'agit de deux plaques d'acier soumises à de la traction, comportant chacune, en surface, une fissure elliptique de profondeur a. La plaque de la figure 9.8a ne comporte pas de gousset, ce qui est par contre le cas de la plaque de la figure 9.8b.



a) Plaque fissurée



b) Influence de la concentration de contrainte

FIGURE 9.8 Relation entre la contrainte appliquée σ et la dimension de la fissure a_{cr} pour deux types de plaques d'acier ayant une valeur de $K_c = 3000\ \mathrm{N \cdot mm^{-3/2}}$ [tiré de 9.5]

On admet que la contrainte appliquée (σ) est environ égale à la moitié de la limite d'élasticité ($F_y = 350$ MPa) d'un acier de nuance G40.21-350W[9.13]. En reportant cette valeur sur l'abscisse de la figure 9.8a, on constate que la dimension critique de la fissure a_{cr} est très grande ($a_{cr} > 80$ mm). Dans un tel cas, on peut déduire que la plastification de la section nette survient bien avant la rupture fragile.

Toutefois, ce raisonnement change si l'on considère, en plus de la contrainte appliquée σ, la présence de *contraintes résiduelles*, comme celles qui sont introduites par la soudure d'un gousset sur la plaque (figure 9.8b). Dans un tel cas, la contrainte effective (égale à la somme des contraintes appliquée et résiduelle) peut facilement atteindre la limite d'élasticité F_y. En reportant cette valeur sur la figure 9.8b, on constate que a_{cr} est beaucoup plus faible ($a_{cr} \approx 15$ mm) que dans le cas sans gousset. Un tel phénomène, qui a pour conséquence une diminution de la valeur de a_{cr}, se produit également lorsque la température de service est basse (pour les aciers ; voir la section 2.9.6) et/ou lorsque la vitesse de chargement est grande (réduction de K_c).

9.3 PARAMÈTRES DE LA TENUE EN FATIGUE

De nombreuses études sur les alliages d'aluminium ont permis de montrer que, pour des nombres de cycles supérieurs à 2×10^4 pour les assemblages soudés et 10^5 pour le matériau de base et les assemblages mécaniques, l'influence d'une multitude de paramètres est prédominante sur la tenue en fatigue. Les paramètres les plus importants sont passés en revue dans cette section.

9.3.1 Caractéristiques du matériau

On a pu observer, lors d'essais sur des éprouvettes non soudées, que la composition chimique, les caractéristiques mécaniques ainsi que la structure microscopique des métaux avaient parfois une influence sensible sur la durée de vie. C'est ainsi qu'une grande résistance à la traction du matériau permet une durée de vie des éprouvettes plus élevée, essentiellement grâce à une augmentation de la phase initiale de la fissure, et *non pas celle de la propagation*. Cet effet bénéfique n*e se retrouve malheureusement pas dans des éléments soudés*, car leur durée de vie est surtout constituée par la phase de propagation. L'effet de la résistance à la traction du matériau peut par conséquent *être négligé* pour le dimensionnement[9.5].

La différence fondamentale du comportement en fatigue entre un détail soudé et un détail non soudé réside dans le fait que dans la composante non soudée, la fissure doit s'amorcer pour, ensuite, se propager, alors que dans la composante soudée, la fissure n'a qu'à se propager[9.10]. En fait, dans un détail soudé, la fissure prend racine dans un défaut de la soudure, qui peut être considéré comme une imperfection structurale inévitable, quel que soit le dommage causé par la fatigue.

En conséquence, la *propagation* de la fissure est seulement influencée par les *conditions géométriques* et ne dépend pas de la résistance statique du matériau. En effet, les essais en laboratoire ont confirmé que le taux de croissance des fissures varie en fonction de la résistance en traction du matériau, mais que le taux de propagation n'est que légèrement influencé par les propriétés mécaniques du matériau.

L'inclusion d'une entaille exercée mécaniquement ou résultant du soudage affecte le comportement en fatigue de l'aluminium, surtout des alliages traités thermiquement (séries 6000 et 7000). Des résultats expérimentaux ont montré que le matériau de base ainsi que le matériau d'apport jouent un rôle négligeable dans la tenue en fatigue d'assemblages de pièces en alliage des séries 5000, 6000 et 7000[9.14].

Seules les soudures à rainure parfaitement arasées (voir le chapitre 8) ont démontré une *légère* variation de résistance en fatigue en fonction du type d'alliage. Cette variation n'existe pas pour les cordons de soudure[9.15].

À plusieurs titres, le comportement en fatigue des alliages de corroyage se compare à celui des aciers. Les résultats présentés sur la figure 9.9 pour des éprouvettes uniformes, entaillées et soudées, montrent clairement que les spécimens uniformes et entaillés mais non soudés ont une tenue en fatigue qui varie en fonction de la résistance en traction du matériau de base, mais que la résistance en fatigue d'assemblages soudés est pratiquement indépendante de F_u[9.10]. Ainsi, on comprend mieux la nature de la mise en garde quant à l'utilisation des valeurs présentées dans le tableau 2.10 du chapitre 2.

En conclusion, même si la courbe S-N pour un détail donné est pratiquement indépendante du type d'alliage d'aluminium, l'utilisation d'alliages avec des propriétés mécaniques améliorées est toujours recommandée dans les cas limites de sollicitations variables répétées qui suivent[9.10] :

- pour $10 \leq N \leq 10^4$, puisque c'est la résistance ultime statique du matériau qui gouverne lorsque le nombre de cycles est faible, comme on l'a vu à la section 9.1.5 (fatigue oligocyclique) ;
- pour $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} \approx 1{,}0$ et σ_m élevé, puisque, dans ce cas, la condition de chargement est quasi statique (voir la section 9.1.3) ;
- lorsque la grande majorité des cycles de charge se situe au-dessous de la limite d'endurance inférieure et que le nombre de cycles à contraintes élevées est très faible (voir la section 9.4.4).

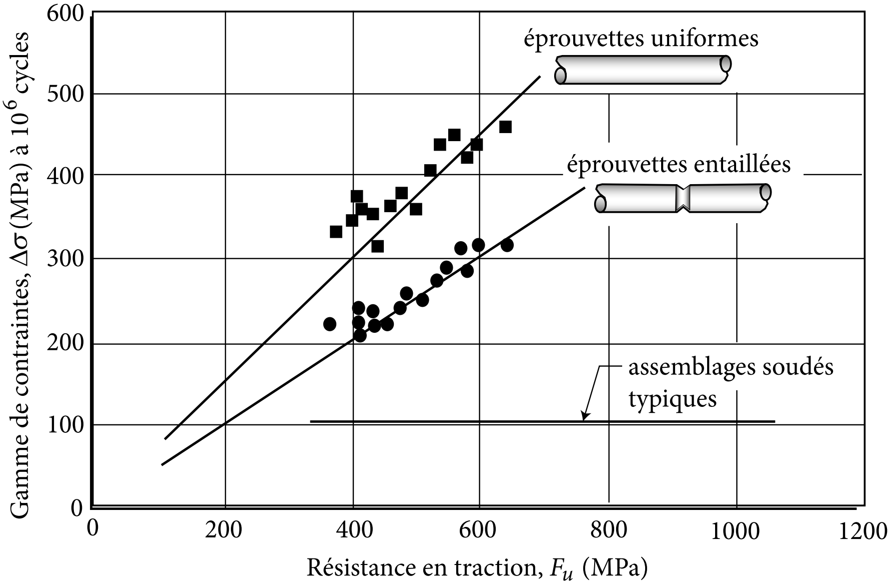


FIGURE 9.9 Résistance en fatigue d'éprouvettes d'acier soudées et non soudées à $N = 10^6$ cycles

Il convient de signaler que le choix des alliages est un facteur déterminant lorsque la tenue en corrosion doit être prise en compte dans une structure sollicitée en fatigue, comme on le verra à la section 9.3.9, et qu'en général, les pièces forgées et extrudées ainsi que les tôles laminées possèdent une tenue en fatigue comparable. Seules les pièces coulées montrent une tenue en fatigue souvent nettement inférieure à celle des alliages de corroyage, en raison de la présence de porosités et de discontinuités résultant du procédé de fabrication[9.1].

9.3.2 Caractéristiques des soudures

Les caractéristiques des soudures sont un des plus importants paramètres susceptibles d'affecter la résistance en fatigue d'un détail structural puisqu'on impute à l*a géométrie et aux imperfections (ou anomalies)* de la soudure les effets les plus dangereux des concentrations de contrainte et des entailles. Par des essais en laboratoire, on a démontré que les facteurs de concentration de contrainte (contrainte observée sur contrainte nominale) à l'interface entre la soudure et le matériau de base pouvaient varier entre 1,5 et 4,5[9.10].

L'effet est moins marqué pour les soudures à rainure en raison de leur géométrie, qui s'apparente à celle des sections soudées, mais il peut augmenter de façon importante si la convexité de la soudure est trop prononcée ou si la soudure est mal exécutée et contient des imperfections (voir le chapitre 8). Les meilleurs résultats sont obtenus en évitant de conserver les supports envers (ou lattes de soutien) et en arasant les surfaces excédentaires pour les joints à pénétration totale. De toutes évidence, les joints à pénétration partielle sont à proscrire dans les structures soumises à des sollicitations cycliques. La figure 9.10 présente les résultats d'essais réalisés sur des joints bout à bout avec soudure à rainure, qui démontrent clairement l'influence de la qualité de la fabrication des joints soudés sur la tenue en fatigue[9.17].

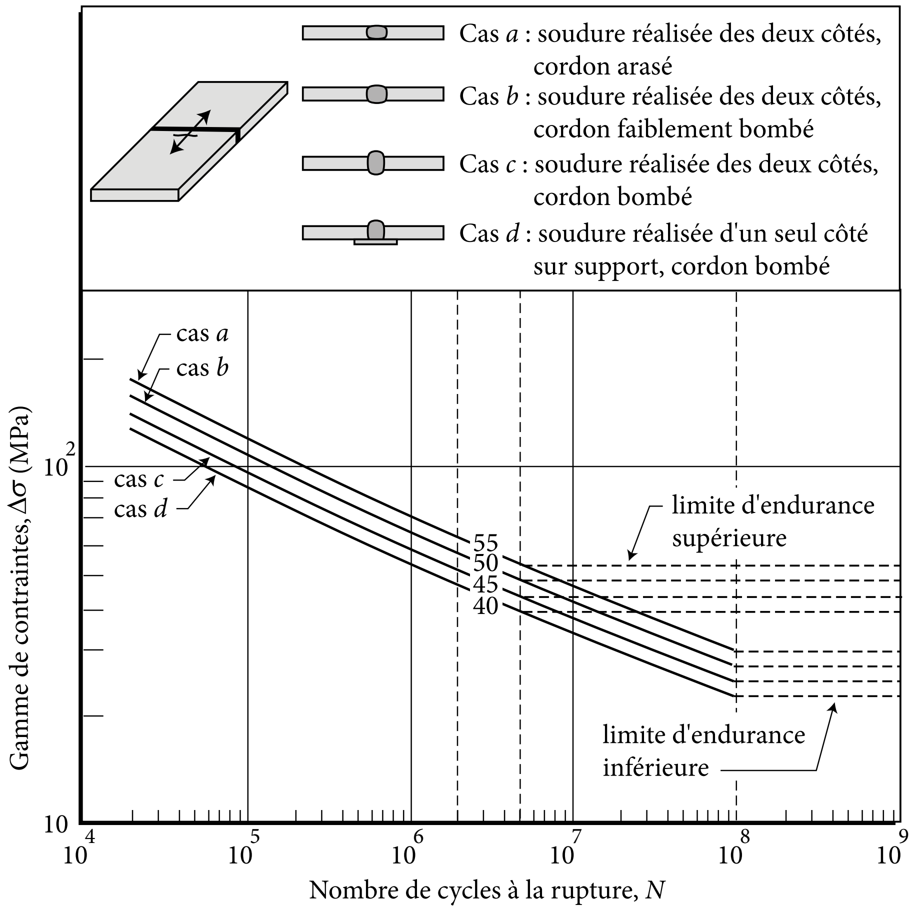


FIGURE 9.10 Courbe *S-N* pour quatre types de joints bout à bout avec soudure à rainure

Le profil des soudures d'angle est aussi un paramètre qui influence grandement la résistance à la fatigue des assemblages soudés. En particulier, une réduction de l'angle du pied du cordon de soudure améliore de façon significative la résistance à la fatigue. Il a aussi été observé que la résistance à la fatigue des joints soudés en aluminium est potentiellement plus sensible à la géométrie du joint que ne l'est celle de l'acier.

Pour la fatigue, les soudures de type GTAW sont préférables aux soudures de type GMAW puisque les soudures obtenues avec le procédé GTAW sont plus régulières et moins convexes. Toutefois, des différences significatives ne semblent exister que pour des soudures à rainure exécutées avec soin, alors que le comportement en fatigue des soudures d'angle demeure pratiquement inchangé[9.10].

Bien que la *géométrie de la soudure* soit de loin le paramètre le plus déterminant pour la tenue en fatigue des joints soudés, cette dernière est aussi grandement influencée par la présence *d'anomalies* dans les soudures. Les principales anomalies qui peuvent être présentes dans les soudures sont montrées sur la figure 9.11[9.5]. Du point de vue du comportement quant à la fatigue, les anomalies les plus dangereuses sont, par ordre décroissant : les fissures, les défauts de collage (manque de fusion), les défauts de pénétration, les inclusions et les porosités.

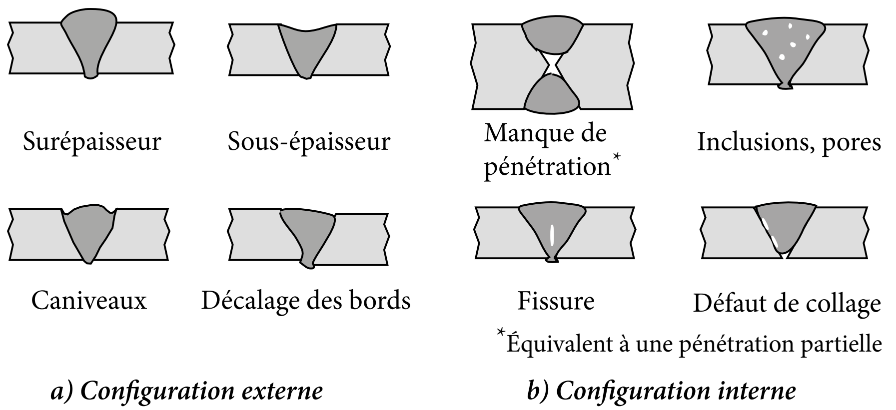


FIGURE 9.11 Anomalies dans les soudures

Les manques de fusion et de pénétration créent une réduction de l'aire de la section soudée. À l'exemple des fissures, elles sont la cause de concentrations de contraintes importantes aux extrémités des ouvertures et sont, par conséquent, considérées comme très néfastes pour la fatigue (voir la section 9.2). Quant aux inclusions et aux pores, ils affectent négativement la résistance à la fatigue surtout lorsqu'ils sont exposés en surface à la suite un arasage de la soudure. Il est recommandé de consulter les chapitres 2 et 8 dans lesquels plusieurs directives sont émises pour obtenir des soudures qui se qualifient pour la fatigue.

Outre la géométrie et les anomalies, l'autre paramètre lié aux soudures, qui affecte grandement la résistance à la fatigue est celui des *contraintes résiduelles* induites dans les assemblages par le soudage et les traitements postsoudage, comme on le verra dans la section qui suit.

9.3.3 Contraintes résiduelles

Les profilés en aluminium, surtout lorsqu'ils sont constitués de pièces soudées longitudinalement, comportent des contraintes résiduelles en équilibre sur la section, tel qu'illustré sur la figure 5.14. L'intensité de ces contraintes dépend largement des procédés de fabrication et de soudage. En fait, tous les détails soudés contiennent des contraintes résiduelles. Ces contraintes jouent un rôle déterminant sur la propagation des fissures de fatigue en raison de leur intensité qui, souvent, approche la limite élastique (F_y), mais surtout parce que ce sont des contraintes résiduelles de traction qui se développent dans la région de la soudure.

Pour illustrer le phénomène, on peut considérer, par exemple, la soudure longitudinale reliant les deux segments de plaque montrés sur la figure 9.12a. Lorsque la soudure refroidit, elle tend à se contracter. Cependant, puisque la plaque et la soudure doivent avoir des longueurs compatibles, la plaque résiste à la soudure au moment du refroidissement et se contracte graduellement. Cette résistance a pour effet d'induire des contraintes de traction dans la soudure ainsi que dans une portion de la plaque, afin de maintenir l'équilibre des contraintes internes. Les contraintes ainsi générées sont appelées contraintes résiduelles. La distribution finale et l'intensité des contraintes dépendent de certains paramètres dont la résistance mécanique des alliages de base et d'apport, la géométrie des pièces reliées et les dimensions relatives de la soudure et des pièces. Le facteur le plus important, toutefois, est que l'intensité de la contrainte résiduelle *de traction* dans la région de la soudure peut être aussi élevée que la limite élastique du matériau, comme en fait foi la figure 9.12b.

Quelques auteurs ont souligné le fait qu'il était difficile d'obtenir une évaluation acceptable de la résistance à la fatigue sans considérer l'effet des contraintes résiduelles. Cet aspect devient critique dans les structures ou détails hyperstatiques pour lesquels l'intensité des contraintes résiduelles est nettement plus grande que celle qui est mesurée dans les spécimens de laboratoire.

L'effet principal des contraintes résiduelles est de modifier la valeur du rapport des contraintes R par rapport à sa valeur nominale (valeur calculée), tel qu'illustré sur la figure 9.1. De la même façon, les contraintes moyenne nominale (σ_m) et maximale ($\sigma_{\max}$) sont en réalité plus élevées à cause de la présence de contraintes résiduelles dont l'intensité avoisine F_{wy}. Il en résulte que les valeurs effectives de R, de σ_m et de $\sigma_{\max}$ sont pratiquement *indépendantes* des valeurs nominales (résultant des charges appliquées). C'est la raison pour laquelle il est largement admis que la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$), définie par l'équation (9.1), est le paramètre le plus significatif susceptible d'affecter la résistance à la fatigue, du moins pour les assemblages soudés.

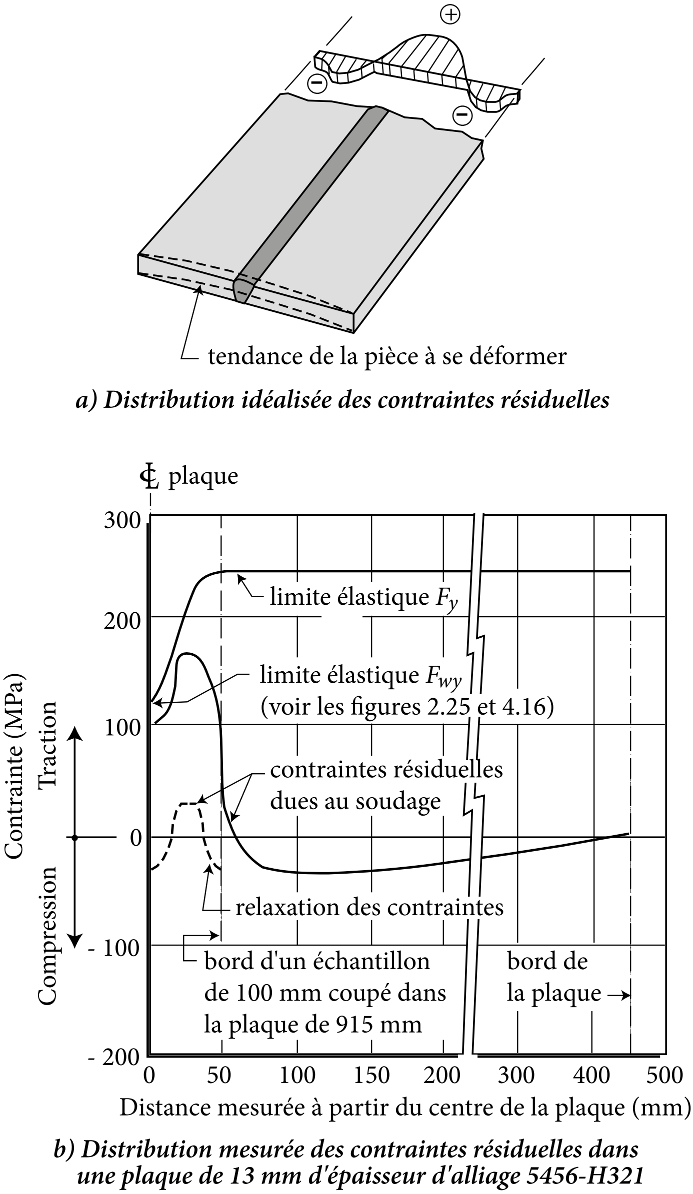


FIGURE 9.12 Contraintes résiduelles résultant du soudage d'une plaque

Toutefois, quelques normes considèrent l'influence des paramètres R et σ_m pour tenir compte des effets bénéfiques des cas suivants sur la résistance à la fatigue, lorsque les courbes S - N, dérivées pour les conditions les plus critiques ($R > 0$, par exemple), sont utilisées :

- les assemblages ou pièces non soudés (les assemblages boulonnés ou rivetés, par exemple);

- les assemblages ayant subi une relaxation des contraintes après soudage (voir la section 2.5.11);
- les assemblages sollicités partiellement en compression (σ_{min} négatif; $R < 0$).

Les méthodes de calcul seront présentées à la section 9.4.5.

9.3.4 Dispositions constructives

La géométrie du détail de construction est déterminante pour la localisation de la fissure de fatigue ainsi que pour sa vitesse de propagation. Elle en influence donc directement la durée de vie.

Les effets de la géométrie des éléments assemblés et des concentrations de contraintes peuvent être influencés favorablement par une *bonne conception des détails de construction*. Une bonne conception est en effet importante, car les changements abrupts de géométrie (dus, par exemple, à la présence d'un gousset) dérangent le flux des contraintes. Cela peut être comparé à la *vitesse de l'eau dans une rivière*, qui est influencée par la largeur de son lit ou par les obstacles qui s'y trouvent. De manière analogue, les contraintes au pied d'un gousset sont plus grandes que les contraintes appliquées. Ce qui explique pourquoi des concentrations de contraintes sont créées par des attaches telles que les goussets, par les trous de boulons, par les soudures ou encore par un simple changement de section.

Assemblages soudés

Selon les types de détails, il existe une large gamme de concentrations de contraintes, ce qui se traduit par des valeurs de résistance à la fatigue qui varient beaucoup. Généralement, on fait la distinction entre un *bon* et un *mauvais détail*, selon que la disposition géométrique produit ou ne produit pas de concentrations de contraintes sévères. Ainsi, une plaque non soudée risque moins de perturber le flux des contraintes qu'une plaque comportant une soudure à rainure, laquelle se comporte mieux qu'un joint à recouvrement, etc. La figure 9.13 illustre bien le phénomène[9.10]. On constate donc que les concentrations de contraintes augmentent considérablement lorsqu'on passe d'un détail non soudé à un assemblage soudé à géométrie complexe.

De façon similaire, la concentration des contraintes est plus sévère dans une soudure à rainure transversale que dans une soudure à rainure longitudinale puisque, dans ce dernier cas, la soudure est orientée dans la direction des charges appliquées.

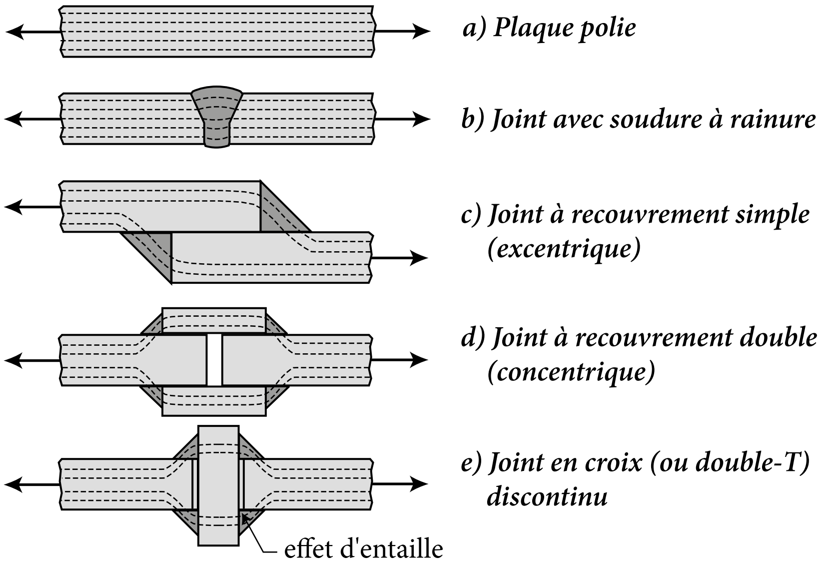


FIGURE 9.13 Influence des détails de construction sur le flux de contraintes

La même remarque s'applique aux cordons de soudure. Ainsi, la concentration des contraintes est plus ou moins grande, selon que les cordons de soudure sont disposés perpendiculairement ou parallèlement à l'axe des contraintes primaires (axe de chargement ; figure 9.14a), ou selon qu'ils résistent directement aux charges appliquées ou non (figure 9.14b).

Les détails structuraux donnant lieu aux plus grandes concentrations de contraintes sont, en règle générale, ceux qui comportent des soudures discontinues ou des soudures sollicitées transversalement[9.10]. Dans le premier cas, les fissures apparaissent aux extrémités des soudures, là où la concentration des contraintes est maximale et, dans le second cas, les fissures apparaissent à la racine ou au pied de la soudure. Les fissures s'amorcent et croissent non seulement dans les soudures qui résistent aux charges, mais aussi dans tous les cas où un changement brusque de la section produit des concentrations de contraintes. Ainsi, certaines dispositions constructives visant à augmenter la *résistance statique* d'un détail structural (des raidisseurs, des renforts, des surépaisseurs de soudure, par exemple) produisent *inévitablement* une diminution de la résistance du détail à la fatigue.

Dans le cas des joints avec soudures à rainure *transversales*, la fissure débute au pied de la soudure et se propage dans la pièce dans un plan orienté perpendiculairement à la direction des contraintes. La fissure se propage donc sur l'épaisseur de la pièce, tel qu'illustré sur la figure 9.15a[9.10]. En règle générale, la fissuration se produit davantage à cause des concentrations de contraintes au pied de la soudure qu'à cause des défauts de la soudure ou du matériau de base. La forme de la soudure joue alors un rôle très important, tel qu'étudié à la section 9.3.2, et il est avantageux de meuler la soudure afin d'augmenter la résistance de la pièce à la fatigue.

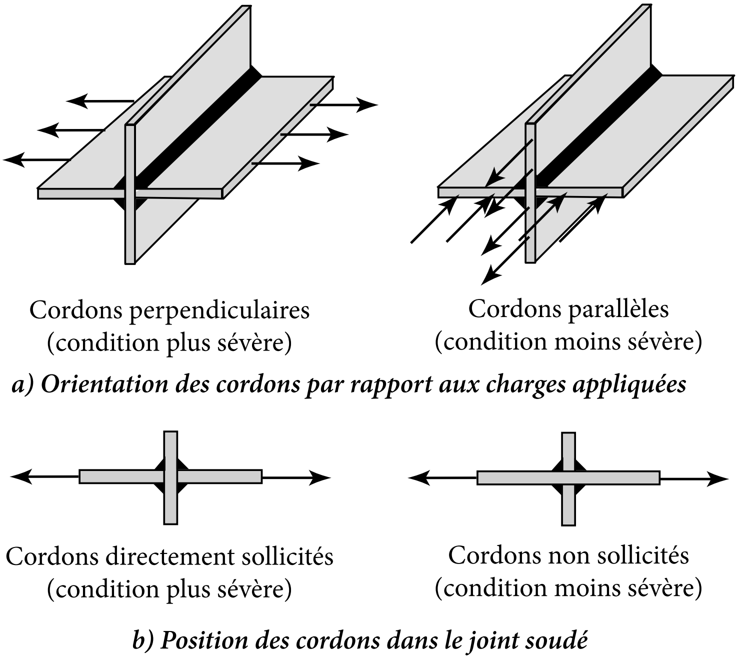


FIGURE 9.14 Sévérité des concentrations de contraintes en fonction du type de joint contenant des cordons de soudure

Dans les joints avec soudures à rainure *longitudinales*, les concentrations de contraintes sont moins prononcées, mais elles existent tout de même et se produisent dans les ondulations ou les points d'arrêt et de départ de la soudure. En conséquence, les fissures débutent et se propagent perpendiculairement à l'axe de la soudure lorsque la soudure est continue (figure 9.15b) ou à l'extrémité de la soudure lorsque la soudure est discontinue (figures 9.15c). La résistance à la fatigue peut être améliorée en évitant les positions d'arrêt et de départ dans les opérations de soudage ou en améliorant les conditions aux extrémités des cordons de soudure (utilisation d'appendices de départ et d'arrivée, tel qu'illustré sur la figure 2.47, ou de congés, par exemple).

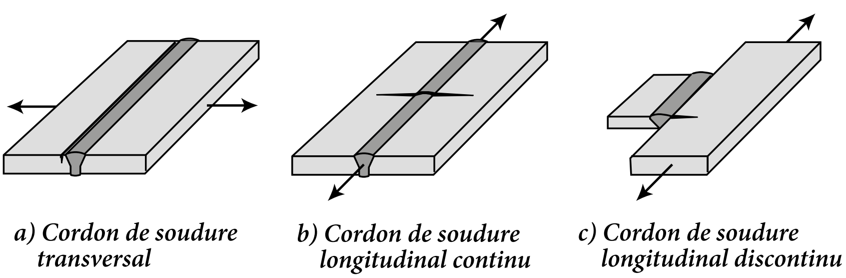


FIGURE 9.15 Fissuration dans les joints avec soudures à rainure

L'utilisation d'un congé, pour relier un gousset à l'aile d'une poutre fléchie, peut faire toute la différence entre un bon et un mauvais détail, comme en fait foi la figure 9.16[9.17]. Le congé canalise le flux de contraintes de façon plus appropriée aux extrémités de la soudure. Le rayon de raccordement permet ainsi à la poutre de supporter, à nombre de cycles égal, une différence de contraintes deux fois plus élevée ou permet de résister, à contrainte égale, à un nombre de cycles au moins dix fois plus élevé.

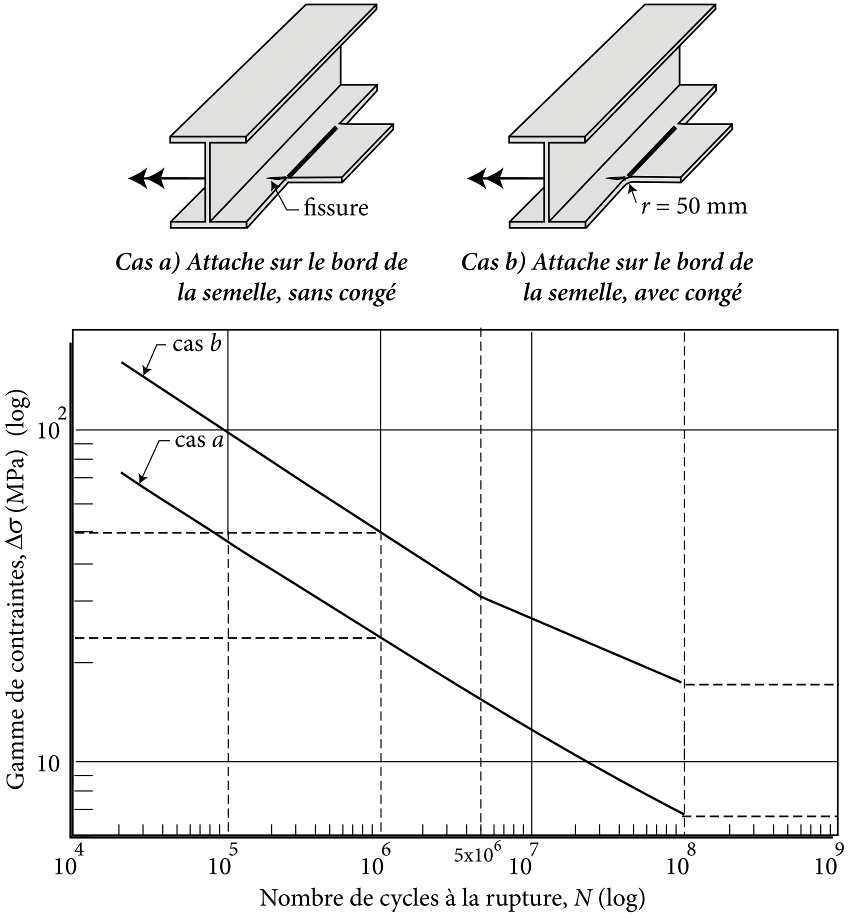


FIGURE 9.16 Influence d'un congé aux extrémités d'un gousset soudé à une semelle de poutre

En ce qui a trait à la fissuration des cordons de *soudure d'angle*, on peut distinguer deux cas : les joints avec cordons directement sollicités et ceux qui ne le sont pas (voir la figure 9.14b).

Lorsque les contraintes sont transmises par une plaque continue, la fissure prend source au pied de la soudure transversale et se propage sur l'épaisseur de la plaque dans un plan normal à la direction des contraintes (figure 9.17a *i*). La situation n'est pas meilleure lorsque les cordons de soudure d'angle sont orientés selon l'axe des contraintes, à moins que les cordons ne soient continus. Sinon, la fissure s'amorce à l'extrémité du cordon de soudure et se propage dans la plaque perpendiculairement à l'axe des contraintes (figure 9.17a *ii*).

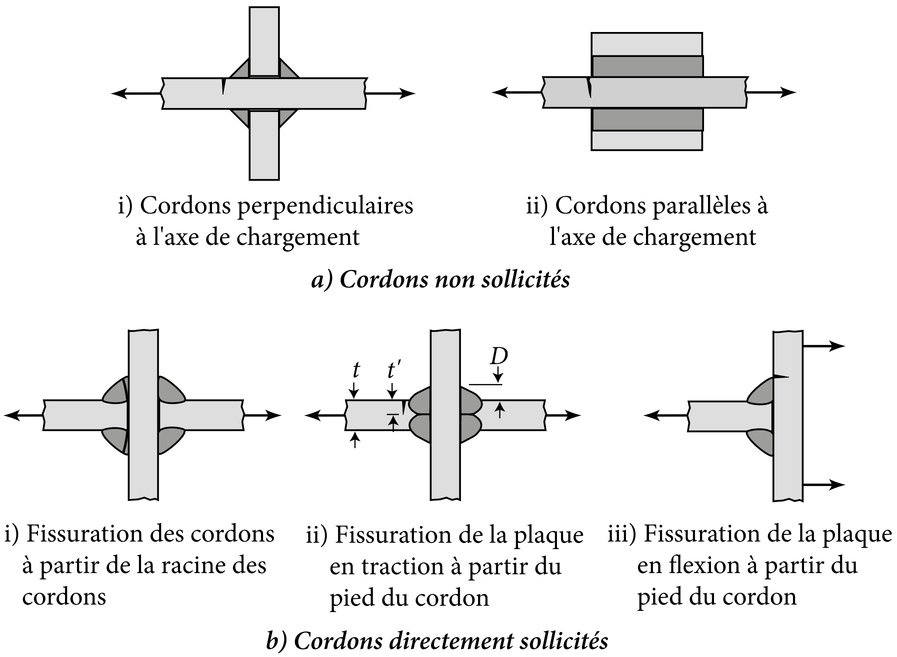


FIGURE 9.17 Fissuration dans les joints avec cordons de soudure d'angle

Les conditions sont encore plus critiques lorsque les cordons de soudure d'angle sont directement sollicités, puisque les contraintes se concentrent au pied du cordon et que l'effet d'entaille se développe à la racine de ce dernier. En pareille situation, il est possible d'identifier trois types de fissures, lesquels sont identifiés sur la figure 9.17b[9.10]. Dans le pire des cas, la fissure débute à la racine du cordon et se propage à angle dans le cordon lui-même (figure 9.17b *i*). Le taux de propagation d'une fissure dans la soudure est plus élevé que celui d'une fissure dans le matériau de base, pour une gamme de contraintes donnée. Le nombre de cycles de chargement conduisant à la ruine est, par conséquent, moins élevé.

Il est préférable que la fissure débute au pied de la soudure et qu'elle se propage dans la plaque en traction (figure 9.17b *ii*). Il suffit pour cela de fournir une plus grande pénétration (t') de la soudure dans la plaque d'épaisseur (t) ou encore, d'augmenter la dimension (D) du cordon de soudure.

Dans un joint en T, lorsque les contraintes de flexion dans la plaque transversale équivalent ou excèdent celles de traction dans l'autre plaque, la fissure peut se développer au pied du cordon de soudure dans la plaque transversale, tel qu'illustré sur la figure 9.17b *iii*).

Assemblages boulonnés ou rivetés

La résistance en fatigue des *assemblages boulonnés ou rivetés* en aluminium a fait l'objet de moins d'études que celle des assemblages soudés, et pour cause. La distribution des contraintes dans les assemblages boulonnés ou rivetés quoique très complexe, comme on a pu le constater dans le chapitre 7, est cependant moins critique que dans les assemblages soudés. Les assemblages mécaniques comportent aussi moins d'imperfections, d'anomalies et de points critiques (points chauds) que les assemblages soudés. Leur comportement est aussi plus prévisible et leur fabrication plus facile.

C'est, bien sûr, la présence des trous qui cause les concentrations de contraintes. Le réseau de fissures se développe généralement sur la section nette critique en traction, mais certains auteurs préfèrent utiliser la section brute pour fins de comparaison[9.1]. C'est le cas, du moins, pour les assemblages boulonnés antiglissement (section 7.4). La concentration naturelle des contraintes sur la section nette critique est souvent amplifiée par les excentricités, les points de contact direct entre les éléments assemblés, ou parce que les connecteurs ne distribuent pas toujours les charges de façon uniforme.

La résistance en fatigue des assemblages mécaniques dépend, entre autres, de la disposition des connecteurs, tel qu'illustré sur la figure 9.18[9.1] pour un joint à recouvrement avec une seule rangée de rivets. Plus les rivets sont espacés, plus la concentration des contraintes est grande et plus la résistance à la fatigue est réduite.

Des études, rapportées dans la référence [9.18], ont conduit aux recommandations sur les dispositions constructives présentées sur la figure 9.19 pour la résistance optimale en fatigue d'assemblages rivetés à simple recouvrement. Il y a tout lieu de croire que ces recommandations peuvent aussi s'appliquer aux assemblages boulonnés[9.1]. L'espacement de $3\,d$ recommandé pour les joints à simple rangée de rivets correspond pratiquement à l'espacement minimal recommandé pour la fabrication des assemblages mécaniques (voir la figure 7.4). L'espacement optimal est haussé à $4\,d$ et la pince longitudinale à $3\,d$ lorsque l'assemblage comporte deux rangées de rivets.

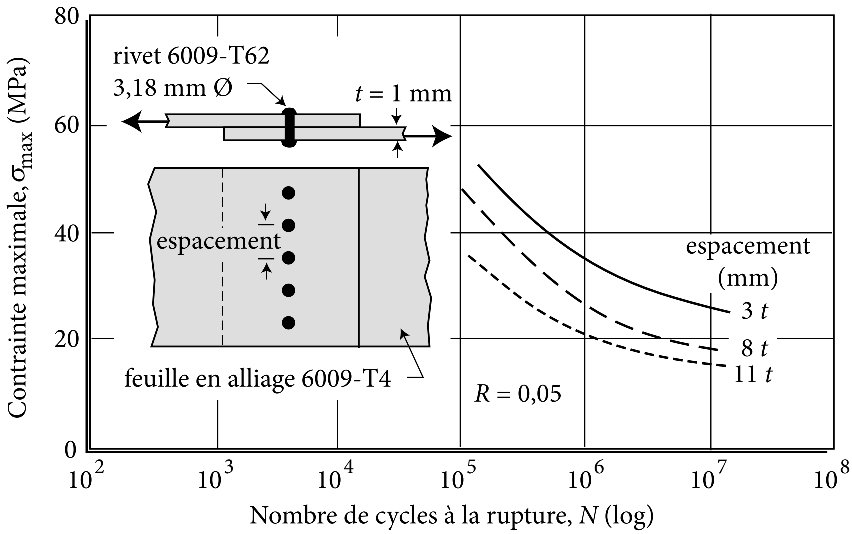


FIGURE 9.18 Influence de l'espacement des rivets sur la résistance à la fatigue

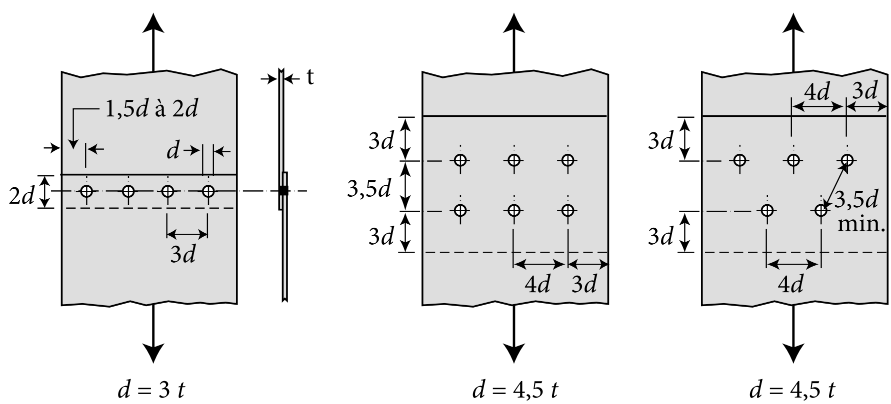


FIGURE 9.19 Dispositions constructives recommandées pour un comportement optimal en fatigue de joints rivetés à recouvrement simple

La figure 9.20 démontre l'importance de la géométrie des assemblages sur la résistance à la fatigue[9.1]. La symétrie des assemblages à double recouvrement élimine la flexion qui caractérise les joints à simple recouvrement et améliore la tenue en fatigue.

D'autres résultats, présentés dans la référence [9.19], démontrent que les assemblages mécaniques sont en général plus résistants à la fatigue que les assemblages soudés.

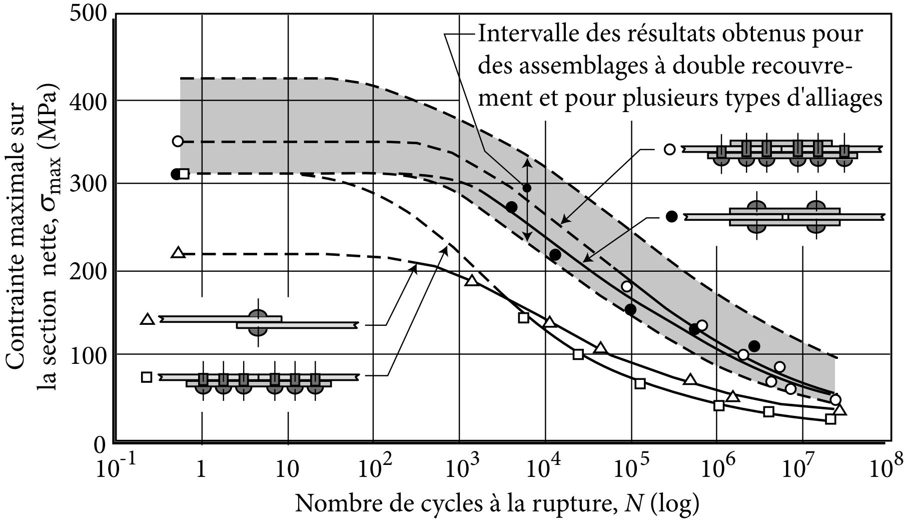


FIGURE 9.20 Influence de la géométrie sur la résistance à la fatigue d'assemblages rivetés en alliage 6061-T6

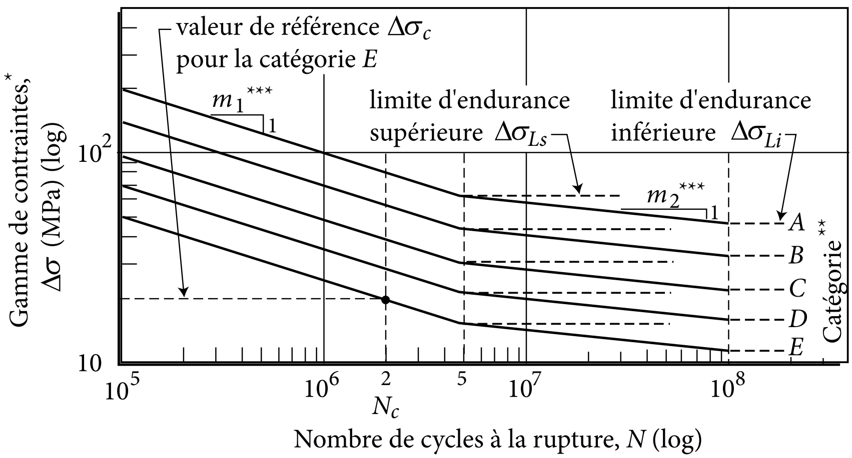
Bien entendu, l'étude en fatigue des assemblages mécaniques ne concerne pas que la section des éléments assemblés. Il faut aussi tenir compte des connecteurs eux-mêmes ainsi que du frottement qui peut se développer entre les éléments assemblés. La référence [9.1] contient une revue intéressante de la littérature sur le sujet. L'influence du frottement sur la résistance à la fatigue fait l'objet d'une courte présentation à la section 9.3.7.

Classement des détails de construction

L'ensemble de l'information disponible sur la résistance à la fatigue des détails de construction est utilisé par les différents codes et normes pour en arriver à formuler des recommandations pratiques pour les calculs. La façon dont cette masse d'information est traitée varie quelque peu d'un code ou d'une norme à l'autre, comme on le verra plus en détail à la section 9.6. La démarche générale suivie pour la normalisation peut toutefois ressembler à l'exemple suivant[9.5], inspiré davantage du modèle européen[9.20, 9.21] que nord-américain[9.22, 9.23], puisqu'elle est jugée plus rigoureuse (voir, en particulier, la section 6 et l'Annexe J de la référence [9.20]).

On a vu, à la section 9.1.5, que l'analyse des résultats d'essais pour un détail de construction donné permettait la définition de sa courbe de résistance (figure 9.3). Des études ont révélé que les courbes de résistance des divers détails de construction sont en général plus ou moins parallèles. Cette observation peut être expliquée avec l'équation de la courbe (équation 9.10) obtenue à l'aide de la théorie de la mécanique de la rupture. En effet, comme l'exposant n ne varie guère pour les alliages de construction couramment utilisés, les courbes S-N deviennent des droites parallèles dans une représentation utilisant une échelle logarithmique pour chacun des axes. La résistance est alors définie par la seule constante $\overline{C}$ (équation 9.11) qui est propre au détail de construction.

Le nombre de détails de construction possibles étant très grand, il en résulte également un grand nombre de courbes de résistance. Cette multitude de courbes ne serait évidemment pas pratique pour le dimensionnement. Dans chaque norme ou code, on définit d'abord une série de courbes normalisées (figure 9.21) et on classe ensuite chaque détail de construction dans cette grille de courbes. Ces courbes (qui se présentent sous forme de droites en utilisant une échelle logarithmique pour chacun des axes) sont généralement parallèles, équidistantes et elles ont une pente *m* de l'ordre de 3 à 7 pour l'aluminium.



* Les valeurs en ordonnées sont quelconques dans cet exemple.

** Catégorie définie à $N_c = 2 \times 10^6$, pour $R \geq +0{,}5$, en Europe.

***
- Pour le matériau de base, $m_1 = m_2 = 7{,}0$.
- Pour les différents types de détails soudés, $m_1 = 3{,}4$ ou $4{,}3$ et $m_2 = m_1 + 2{,}0$.

FIGURE 9.21 Courbes de résistance à la fatigue normalisées (basées sur le modèle européen)

Chaque courbe de résistance est ainsi définie par sa valeur de référence $\Delta\sigma_c$ (en MPa) à 2×10^6 cycles, pour $R = \sigma_{min} / \sigma_{max} \geq +0{,}5$. La limite d'endurance ($\Delta\sigma_{Ls}$) est placée d'une façon conventionnelle à 5×10^6 cycles, ce qui représente environ 74 % de $\Delta\sigma_c$. Cela ne correspond pas exactement aux résultats d'essais, pour lesquels on a observé des valeurs de limites d'endurance comprises entre 2×10^6 cycles (pour les meilleurs détails) et 8×10^6 cycles (pour les détails les plus défavorables). Cette simplification apporte toutefois de grands avantages pour le dimensionnement à la fatigue présenté à la section 9.4.

Les détails de construction sont présentés dans les normes et codes *à l'aide de croquis*. Chaque détail est classé dans la catégorie correspondant à sa valeur de résistance à la fatigue à 2×10^6 cycles (modèle européen). Celle-ci correspond à une valeur ayant une certaine probabilité de survie (environ 95 %) établie en tenant compte du nombre d'essais effectués. Pour classifier le détail, on compare ensuite cette valeur de résistance aux valeurs de référence $\Delta\sigma_c$ définies à la figure 9.21. Les différents détails de construction sont répertoriés dans plusieurs tableaux selon des critères de construction et de transmission de forces.

La figure 9.22 illustre de façon très simplifiée une telle classification. On comprendra que chaque catégorie comporte plusieurs détails. Dans les croquis, la flèche indique la position et la direction des contraintes pour lesquelles le calcul doit être effectué. En règle générale, la fissure se produit perpendiculairement à la direction de la contrainte principale la plus grande, sauf dans les cas de cisaillement pur.

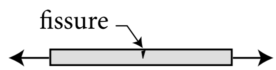
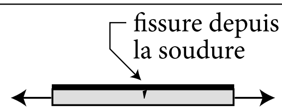
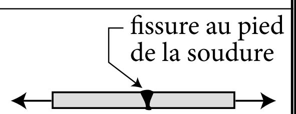
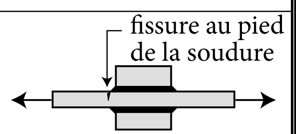
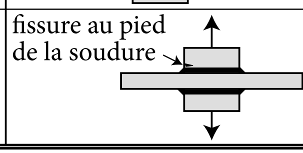
Catégorie de détails	Type de détail	Illustration du détail
A	Détails non soudés	
B	Soudures longitudinales	
C	Joints bout à bout (soudure à rainure à pénétration totale)	
D	Éléments rapportés	
E	Assemblages soudés	

FIGURE 9.22 Exemples simplifiés de détails de construction et de leur classification

Le classement d'un détail de construction donné dans la catégorie correspondante sous-entend que les exigences mentionnées dans le tableau descriptif soient remplies, en particulier celles relatives à la géométrie (forme, épaisseur, distance au bord, etc.), au procédé de fabrication (soudure manuelle, automatique, avec support envers, etc.) ainsi qu'à la qualité des cordons de soudure. Cette dernière condition comprend également le contrôle des soudures selon les exigences d'assurance de qualité. La catégorie de détail prend en considération la concentration de contraintes, la dimension et la forme de l'anomalie de soudure maximale acceptable, la direction de la contrainte appliquée, les contraintes résiduelles, la forme de la fissure de fatigue, et, dans certains cas, le procédé de soudage et le traitement d'amélioration requis.

Comme on le verra à la section 9.6, ce ne sont pas tous les codes et normes de calcul qui présentent autant d'information pour décrire les catégories de détails.

Pour conclure cette section, il convient de souligner que les détails de construction doivent être conçus et fabriqués de manière à ce qu'il soit possible de réaliser le contrôle de fabrication (assurance de qualité), de faciliter le contrôle en service et de détecter les éventuelles fissures de fatigue avant qu'un effondrement catastrophique de l'ensemble de la structure ne se produise.

Vue de la partie inférieure du tablier du pont de Trévoux, France
Structure suspendue constituée de pièces en aluminium PHOTO : DENIS BEAULIEU

9.3.5 Sollicitations

Le passage d'un véhicule sur un pont crée des sollicitations statiques combinées à des sollicitations variables dans chaque détail de construction de la structure. La figure 9.1a donne un aperçu *simplifié* de ce à quoi peut ressembler un tel type de chargement. Par contre, le passage de piétons sur une passerelle d'aluminium peut, en général, être considéré comme une charge purement statique, même si les piétons, au même titre que les véhicules, sont des charges qui se déplacent et qui engendrent des variations de contraintes et des vibrations [9.55].

Ces deux exemples illustrent bien la problématique à laquelle est confronté le concepteur qui, dans les toutes premières étapes de son calcul de fatigue, doit premièrement *bien évaluer les charges* qui solliciteront la structure pendant sa durée de vie et, deuxièmement, décider si ces charges sont susceptibles d'engendrer la fatigue des matériaux.

Il existe un grand nombre de structures pour lesquelles les considérations de fatigue sont reconnues depuis longtemps : ponts routiers, piétonniers ou de chemin de fer, ponts roulant, plateformes pétrolières, pylônes, tours, mâts, lampadaires, cheminées, turbines, éoliennes, véhicules routiers, navires, avions, etc. Pour certaines de ces applications, les charges de fatigue (charges variables) sont assez bien déterminées alors que pour d'autres, elles sont parfois purement aléatoires.

L'objectif poursuivi, dans la présente section, n'est pas de présenter une étude exhaustive sur l'analyse des charges de fatigue, mais plutôt de faire prendre conscience de cette problématique, qui est en soi une spécialité, et de guider un tant soit peu le concepteur dans ses choix et ses calculs. Avant d'examiner comment les charges peuvent être *traitées* pour les calculs de fatigue, il convient de définir certains cas types de chargements de fatigue.

Sollicitations d'amplitude constante

La charge la plus simple est une *charge oscillatoire de forme sinusoïdale d'amplitude constante*, telle celle qui est illustrée sur la figure 9.1 et reprise sur la figure 9.23a. C'est ce type de chargement, que l'on peut qualifier de fondamental, qui est utilisé en recherche et par toutes les normes pour générer les courbes S - N utilisées dans les calculs (figure 9.21). On a vu, à la section 9.1.4, que les paramètres qui décrivent pleinement ce type de sollicitation sont la contrainte maximale ($\sigma_{\max}$), la contrainte minimale ($\sigma_{\min}$), la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) définie par l'équation (9.1), le rapport des contraintes (R) défini par l'équation (9.2), et la contrainte moyenne (σ_m). Il a été établi, à la section 9.3.3, que la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) était le principal paramètre de chargement à considérer dans les calculs de fatigue des pièces et assemblages, principalement les assemblages soudés, en raison de la présence des contraintes résiduelles. Lorsque ces contraintes sont minimales ou assez bien connues, comme pour les matériaux de base non soudés, les assemblages mécaniques ou les assemblages soudés avec relaxation des contraintes, il est avantageux de considérer les paramètres R et σ_m.

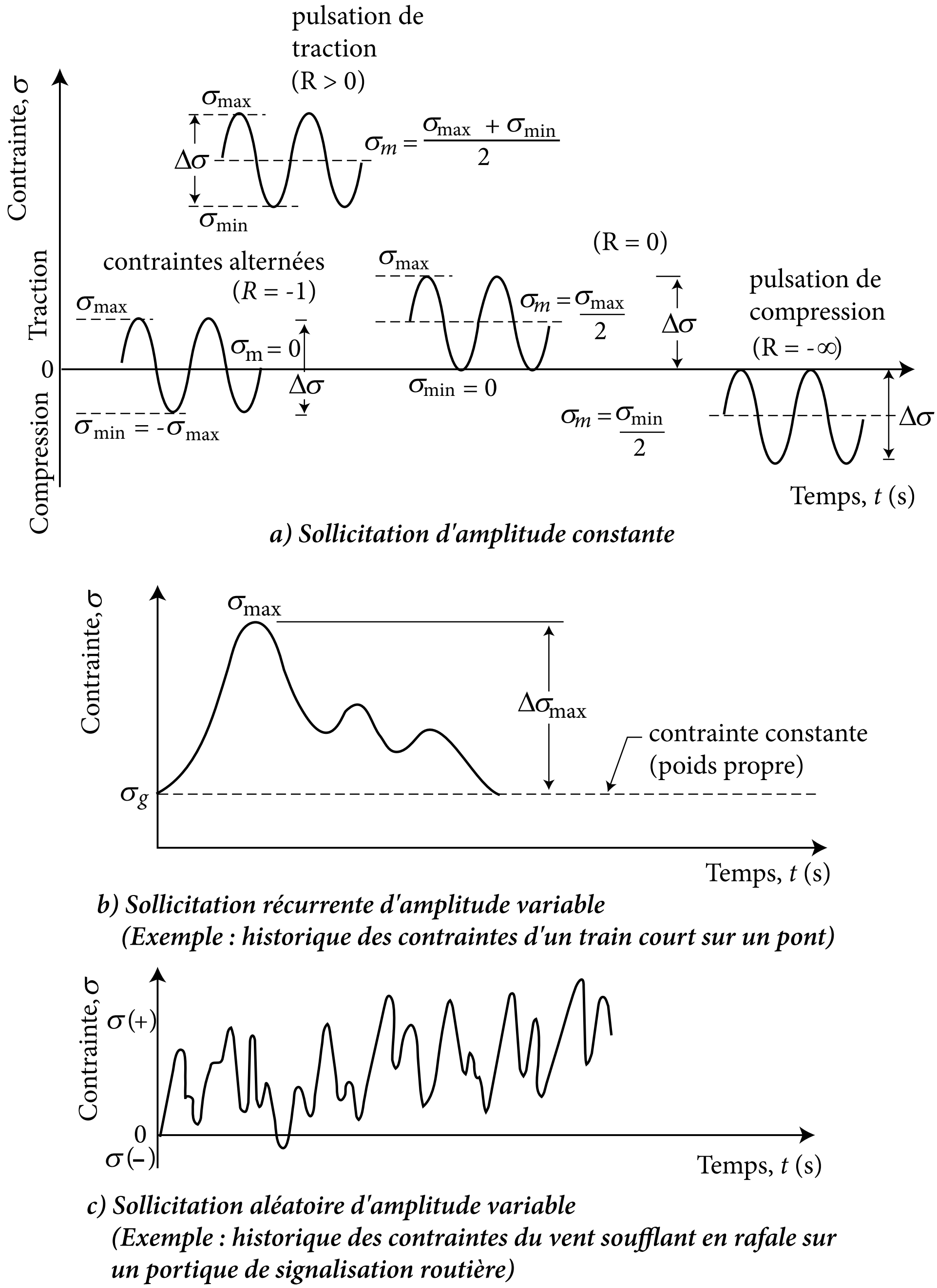


FIGURE 9.23 Types de sollicitations de fatigue

On constate que les charges sont invariablement transformées en contraintes, pour les fins de la discussion, puisque pour les calculs de fatigue, on utilise les contraintes.

Les charges oscillatoires de forme sinusoïdale caractérisent certains types de structures comme les moteurs et les turbines hydroélectriques ou d'éoliennes, par exemple, ainsi que les charpentes conçues pour supporter ces appareils. Les vibrations sont généralement induites par un déséquilibre du moteur ou de la turbine.

Sollicitation d'amplitude variable

La charge de forme sinusoïdale à amplitude constante est un cas d'exception. Dans pratiquement toutes les applications, l'amplitude varie dans le temps, tel qu'illustré sur la figure 9.23b. Souvent, les sollicitations à amplitude variable ont une période de retour, comme pour un type de camion à plusieurs essieux ou un train qui traverse un pont. Généralement, la sollicitation est aléatoire comme dans pratiquement tous les cas impliquant les charges causées par le vent, les vagues et, à la rigueur, par les séismes (figure 9.23c). Le graphique montrant la variation d'une charge dans le temps est appelé *spectre de charge*. On verra, à la section 9.4.4, comment traiter les spectres de charge pour évaluer la durée de vie ou la résistance à la fatigue des structures.

Exemples de sollicitations de fatigue

Il est important de comprendre la relation qui existe entre les charges agissant sur une structure et les contraintes créées à l'intérieur de celle-ci. Pour étudier les sollicitations pouvant causer la fatigue, il faut considérer *différents types de structures* soumises à des charges de fatigue [9.5]. C'est à partir de cette information qu'il sera possible, par la suite, d'analyser les contraintes en fonction du temps et de procéder au calcul de la résistance à la fatigue (section 9.4).

L'étude des charges pour différentes applications est grandement facilitée par l'utilisation des nombreux codes et normes de calcul publiés par des organismes officiels. Une liste assez exhaustive des codes et normes de calcul disponibles est présentée dans les tableaux 3.8 et 3.9.

Ponts-routes et ponts-rails – Le trafic des poids lourds constitue, du point de vue de la fatigue, la charge variable prédominante sur les *ponts-routes*. Le volume de trafic à prendre en considération dépend du type de route (autoroute, route principale, route collectrice ou route de desserte) ainsi que de la *durée de service prévue*. Dans le cas des ponts-rails, les trains de marchandises et les trains de voyageurs constituent la charge de fatigue. Le nombre de passages à prendre en compte dépend de la situation du pont dans le réseau (ligne principale ou ligne secondaire) et de la durée de service prévue de l'ouvrage.

Le comportement dynamique d'un pont est très complexe. Il est influencé par de nombreux paramètres, parmi lesquels on relèvera les caractéristiques dynamiques de la structure (fréquences propres et amortissement), la rugosité du revêtement ou des rails, les caractéristiques du trafic (géométrie, répartition des charges, etc.), les caractéristiques dynamiques des véhicules (ressorts, amortissement, fréquences propres, etc.) et la vitesse de passage. En général, il n'est pas possible d'introduire tous ces paramètres dans un calcul de la structure. Ainsi, dans un but de simplification, les charges « dynamiques » sont habituellement établies en multipliant les charges « statique » par un coefficient dynamique, qui n'est pas forcément le même pour la vérification de la sécurité à la fatigue et pour celle de la sécurité structurale. Pour la fatigue, il ne doit en effet pas couvrir une valeur maximale, mais doit tenir compte des *caractéristiques aléatoires* des charges de fatigue. Les codes de calcul, tels ceux des références [9.24] et [9.55], fournissent généralement toute l'information nécessaire permettant de procéder au calcul de la fatigue des structures de ponts.

Ponts roulants et voies de roulement – Les opérations de levage et de mouvement des charges soulevées par les ponts roulants créent des actions verticales et horizontales, lesquelles sollicitent à la fatigue les ponts roulants eux-mêmes ainsi que leurs voies de roulement. Les effets dynamiques de ces charges, dus à l'inertie des masses en mouvement lors des accélérations et des freinages, sont à considérer. Le nombre total de cycles de levage à prendre en compte dépend de la fréquence d'utilisation et de la durée de service prévue.

Plateformes pétrolières – Les charges de fatigue dans les plateformes pétrolières proviennent des mouvements produits par les vagues auxquelles ce type de structure est soumis. Les sollicitations engendrées dans la structure dépendent fortement du comportement statique et dynamique de la plateforme. Il faut également mentionner que la résistance à la fatigue peut être réduite par la présence de l'eau salée (voir la section 9.3.9); de ce fait, une protection cathodique de la structure est en général nécessaire.

Transport par câble – L'oscillation des cabines de téléférique pendant leur déplacement, et surtout les fréquents chargements et déchargements sollicitent les parties de la cabine assurant leur suspension au câble. Les pylônes sont également exposés aux charges variables dues au passage des cabines, aux forces de déviation des câbles et aux effets du vent.

Tours, mâts et cheminées, portiques de signalisation aérienne, lampadaires – Les actions dues au vent sont à l'origine du mouvement et des sollicitations des structures telles que les tours, les mâts, les cheminées, les portiques de signalisation aérienne et les lampadaires, pour ne signaler que celles-ci. L'action combinée du vent avec le comportement statique et dynamique de la structure est *prédominante* pour les contraintes qui en résultent dans les différents détails de construction.

De nombreux problèmes de fatigue causés par le vent et les vibrations affectent ces structures légères en aluminium, particulièrement celles qui sont situées sur les réseaux routiers. Ce constat est à l'origine d'un effort important de recherche visant à mieux comprendre les charges aléatoires sollicitant ces structures, le comportement dynamique de la structure elle-même (analyse modale, tourbillons décalés, résonance, etc.), ainsi qu'à développer des techniques d'intervention (répartition, renforcement, amortissement, etc.)[9.25-9.34].

Le comportement dynamique des structures légères en aluminium, principalement celles constituées de profilés tubulaires soudés, implique, entre autres, une bonne évaluation des problèmes de tourbillons décalés (voir la section 3.7.4) et des problèmes de résonance. Il est bien connu que lorsque la fréquence de la sollicitation entre en phase avec la fréquence naturelle de la structure, les déformations s'emballent pour causer très rapidement la ruine de la structure. Pour éviter de telles situations, on modifie la *rigidité* de la structure pour changer sa fréquence naturelle de vibration et/ou on augmente l'*amortissement* du système[9.31, 9.34], de façon à s'éloigner de la zone critique de résonance, tel qu'illustré sur la figure 9.24 (voir l'exemple 9.1, à la section 9.7).

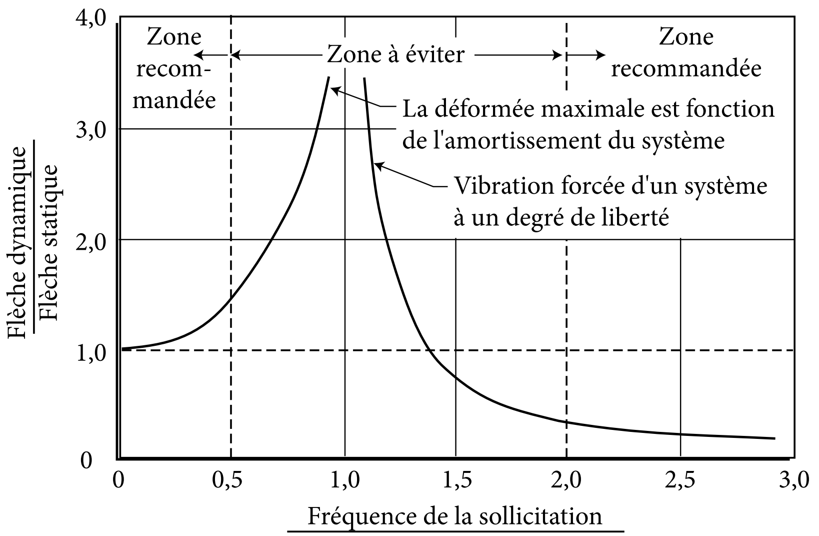


FIGURE 9.24 Recommandation pour éviter les problèmes de résonance

9.3.6 Contraintes nominales et contraintes locales

Dans un calcul de résistance sous chargement statique, le concepteur utilise les charges qui résultent d'une analyse de la structure pour dimensionner les pièces et les assemblages. S'il a recours à la méthode de calcul aux états limites, il n'a généralement pas à transformer les charges en contraintes, comme c'est le cas lorsqu'il utilise la méthode aux contraintes admissibles. Ces charges ou contraintes sont des *valeurs nominales* auxquelles on applique soit un facteur de sécurité (contraintes admissibles; voir la section 3.6), soit des coefficients de pondération (états limites; voir la section 3.5) pour tenir compte des incertitudes.

Dans un calcul statique, on ne se préoccupe généralement pas des *contraintes locales* ou des concentrations de contraintes. On tire plutôt profit de la ductilité des matériaux, comme dans les assemblages boulonnés, par exemple, où il est avantageux, pour les calculs, d'admettre que la redistribution plastique permet aux boulons de travailler plus uniformément.

Pour évaluer la résistance à la fatigue d'une structure, il faut procéder différemment puisque ce sont les *concentrations de contraintes* à des points critiques d'un élément ou d'un assemblage qu'il faut considérer dans les calculs, comme on l'a démontré précédemment. Ces contraintes locales ou *critiques* correspondent aux contraintes nominales, mais elles sont différentes sous plusieurs aspects : elles ne sont pas pondérées ou liées à un facteur de sécurité (sauf dans la référence [9.20] à certaines occasions), elles doivent être le résultat d'un chargement cyclique répété et, enfin, elles peuvent être relativement peu élevées (une fraction de F_y) pour entraîner la rupture par fatigue. Il suffit de retenir que la fissuration de fatigue est un *phénomène local* et que ce sont les concentrations de contraintes les plus critiques qu'il suffit de bien évaluer pour assurer l'intégrité de la structure.

Les contraintes critiques peuvent être évaluées de façon *implicite* ou de façon *explicite*. Si on fait appel aux courbes ou diagrammes de type S-N (figure 9.21), les contraintes critiques sont évaluées de façon implicite en utilisant les *contraintes nominales* puisque leur effet est pris en compte dans les résultats d'essais expérimentaux, comme on l'a démontré dans les sections précédentes. Lorsqu'on juge que le détail structural à analyser n'est pas inclus dans les catégories de détails présentées dans les normes de calcul, on a le choix des options pour l'évaluation de la résistance du détail à la fatigue.

On peut décider de procéder à des essais expérimentaux de type *essais de fatigue*, auquel cas, les contraintes critiques seront à nouveau évaluées de façon implicite et les calculs de résistance en fatigue évalués à l'aide des contraintes nominales. De tels essais sont très dispendieux et s'étalent généralement sur de longues périodes.

Il est souvent préférable de procéder à quelques essais statiques, mais en prenant soin de *bien mesurer les contraintes* aux endroits précis où on soupçonne que les contraintes critiques vont se développer. Les points précis sont appelés *points critiques* ou *points chauds*. Une méthode de calcul appropriée pour l'évaluation de la résistance à la fatigue, qui utilise l'information ainsi recueillie sur les contraintes, est présentée à la section 9.4.6.

Avec les moyens informatiques dont on dispose, de nos jours, il est de plus en plus facile et préférable d'avoir recours à des modèles numériques comme ceux de la méthode d'analyse par éléments finis, pour évaluer les contraintes aux endroits de la structure qui sont jugés critiques pour la fatigue. On dispose ainsi d'une carte beaucoup plus complète de la distribution des contraintes et il est relativement facile et peu coûteux de jouer avec les paramètres dans le but d'améliorer les détails de construction.

Il est aussi possible d'utiliser une approche théorique en faisant appel à la mécanique de la rupture, comme on l'a démontré à la section 9.2, pour évaluer la progression des fissures de fatigue sous l'influence des variations de contraintes et, du coup, d'estimer l'espérance de vie de la structure.

Il convient finalement de rappeler qu'une évaluation des contraintes locales par des moyens expérimentaux ou numériques n'est jamais complète sans une évaluation des contraintes résiduelles (section 9.3.3). On comprendra, enfin, qu'une analyse par éléments finis pour évaluer les concentrations de contraintes ne peut être combinée avec l'utilisation des courbes S-N dans un calcul de fatigue, puisque les effets de la concentration des contraintes seraient considérés deux fois [9.23].

9.3.7 Frottement

Le frottement entre deux pièces en contact ou reliées par un assemblage mécanique peut réduire la résistance à la fatigue de l'ensemble[9.1]. Il suffit, pour que l'influence du frottement se fasse sentir, que les surfaces soient en contact ferme et que les pièces subissent un mouvement cyclique répété, qui peut être aussi faible que 10^{-5} mm. La pression et les mouvements différentiels brisent progressivement les aspérités des faces en contact. Les fines particules d'oxyde d'aluminium ainsi libérées agissent comme un abrasif en raison de leur dureté relative.

Il a été observé que les assemblages mécaniques ont tendance à développer des fissures de fatigue à des différences de contraintes situées nettement au-dessous de la limite d'endurance supérieure[9.1, 9.19]. Un moyen relativement simple d'augmenter la résistance en fatigue des assemblages mécaniques est d'utiliser des assemblages antiglissement dans les structures sensibles à la fatigue comme les ponts (voir la section 7.4).

Le frottement est aussi reconnu pour être le principal facteur entraînant la rupture des câbles de transmission d'énergie en aluminium à proximité des colliers de serrage, sous l'effet des vibrations causées par le vent[9.35].

9.3.8 Épaisseur des plaques

Plusieurs résultats d'essais ont démontré que la résistance à la fatigue de spécimens soudés ou non soudés est réduite en fonction de l'augmentation de l'épaisseur des éléments[9.10]. Ce phénomène est attribuable au fait que l'intensité des contraintes résiduelles est plus élevée dans les pièces de grande épaisseur, tout comme dans les *spécimens à grande échelle*.

Par ailleurs, la théorie de la mécanique de la rupture peut être utilisée pour démontrer que l'intensité des contraintes concentrées à la pointe d'une fissure ou d'un défaut augmente en fonction du rapport a/t (largeur de la fissure/épaisseur de la plaque). En admettant que les défauts initiaux sont indépendants de la dimension des pièces, c'est la plus épaisse des pièces qui aura les plus grandes contraintes, donc la plus faible résistance à la fatigue, à grosseur d'imperfections initiales égales.

Des analyses de régression ont conduit à l'équation suivante, pour tenir compte de l'effet d'épaisseur[9.36] :

$$\Delta\sigma\,(t) = \Delta\sigma\,\sqrt[4]{\frac{t_o}{t}} \tag{9.15}$$

Dans cette équation, $\Delta\sigma$ est la gamme de contraintes pour le détail considéré d'épaisseur (t) obtenue de la courbe S-N nominale, laquelle a été dérivée pour un détail équivalent d'épaisseur t_o. L'utilisation de l'équation (9.15) permet ainsi de tenir compte de l'effet d'échelle qui peut exister entre les détails de construction considérés et ceux qui ont servi à dériver les courbes S-N.

La version antérieure (2005) de norme canadienne[9.22] a adopté cette recommandation et a fixé t_o égal à 16 mm, reconnaissant ainsi qu'il faille *réduire la résistance à la fatigue* pour toute épaisseur de plaque supérieure à 16 mm. Il convient de souligner que les courbes S-N de la norme canadienne ont été obtenues pour des spécimens de petites dimensions[9.1].

Une norme européenne, quelque peu antérieure à l'édition 1998 de la référence [9.20] recommande l'utilisation de t_o égal à 25 mm[9.37]. L'utilisation du facteur de correction de l'équation (9.15) est quelque peu contestée et c'est probablement la raison pour laquelle il n'est pas utilisé dans les références [9.20] et [9.22][9.10], ce qui semble justifié par le fait que les courbes européennes ont été en grande partie dérivées en considérant des spécimens d'essais d'assez grandes dimensions.

9.3.9 Corrosion

Un environnement humide corrosif (air, eau, acides, etc.) peut fortement réduire la durée de vie d'éléments métalliques, car cela augmente la vitesse de propagation des fissures, notamment dans des éléments en aluminium. Une protection adéquate (peinture, protection cathodique, etc.) est donc nécessaire dans certaines conditions particulières, telles que, par exemple, celles des plateformes pétrolières.

On dispose de peu de données expérimentales sur les effets de la corrosion sur la fatigue. La plupart des résultats ont été obtenus en laboratoire, sur de petits échantillons, mais certains spécimens ont été exposés à des environnements salins ou industriels pour des périodes pouvant varier entre deux et huit ans avant d'être testés. Pour être réalistes, les effets de la fatigue et de la corrosion devraient être vérifiés en temps réel de façon à faire ressortir la synergie qui pourrait exister entre la corrosion et la fatigue du matériau.

Il est facile de comprendre que c'est en raison de la très longue durée des essais de fatigue-corrosion que peu de chercheurs se sont attelés à la tâche. Quelques résultats publiés ont été compilés et analysés dans les références [9.1] et [9.19]. La figure 9.25 montre des résultats d'essais de fatigue effectués sur des échantillons d'alliages 6061-T6 et 5083-H321 soudés bout à bout à l'aide d'une soudure à rainure [9.38]. On observe une certaine perte de résistance pour les spécimens qui ont été exposés pendant une plus longue période, mais probablement pas assez pour justifier une adaptation des règles de calcul. La même tendance a été observée pour les assemblages boulonnés [9.1, 9.19].

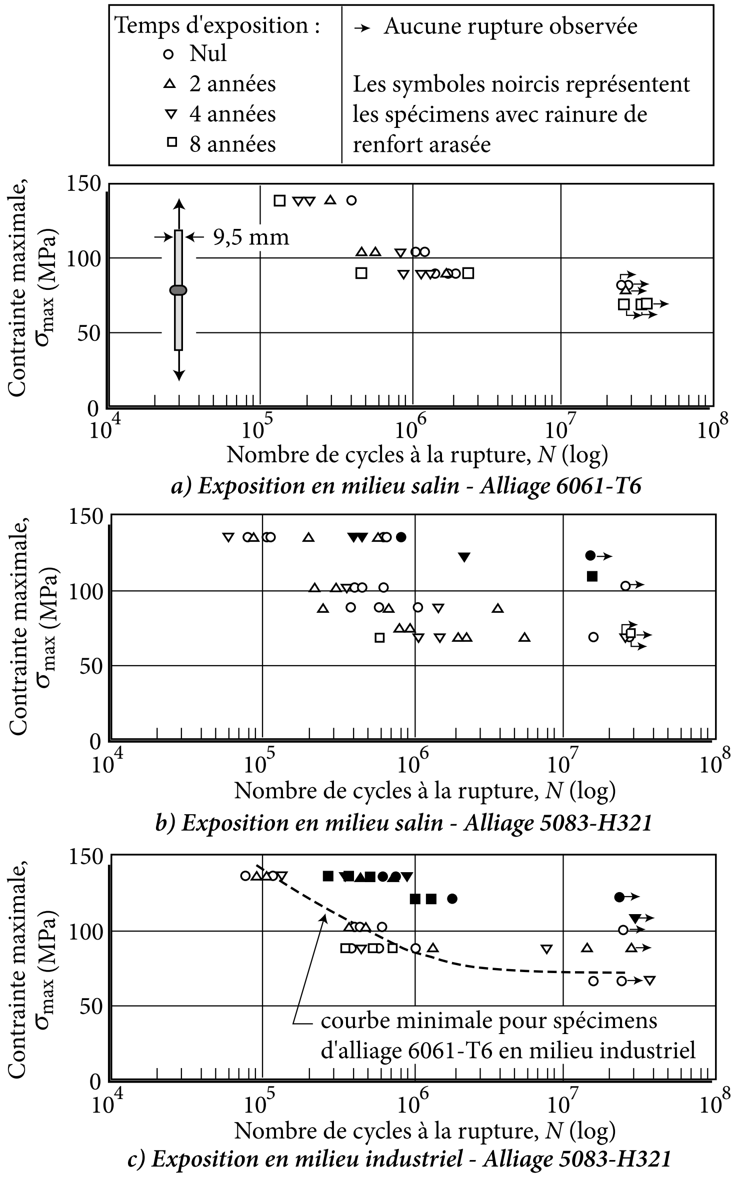


FIGURE 9.25 Résultats d'essais de fatigue-corrosion sur des spécimens soudés bout à bout avec une soudure à rainure

Des essais équivalents effectués sur des assemblages à double recouvrement, avec cordons de soudure d'angle, ont démontré des résultats similaires à ceux de la figure 9.25 [9.1].

La corrosion ne semble pas être une préoccupation lorsque l'aluminium est exposé à l'air ambiant. Il est donc recommandé d'utiliser des moyens de protection appropriés (voir les sections 2.7 et 2.14) uniquement lorsque l'aluminium est exposé à des environnements très corrosifs, tels les milieux marins ou industriels [9.1, 9.20].

La référence [9.20] propose de changer de catégorie un détail donné, en fonction de la sévérité du milieu corrosif et des alliages. Ce sont les alliages des séries 6000 et 7000 en milieu marin ou immergés dans l'eau de mer qui sont les plus sévèrement affectés selon les recommandations de la norme. Par exemple, il faut rétrograder un détail structural d'un alliage de la série 7000 de trois catégories de détails, si l'alliage est immergé dans l'eau salée. C'est toutefois le pire des cas. De plus, pour tous les alliages, la limite d'endurance supérieure est considérée débuter à 10^7 cycles plutôt que 5×10^6 cycles et la limite d'endurance inférieure débute à 2×10^8 cycles au lieu de 10^8 cycles.

Des résultats partiels semblent indiquer que la résistance à la fatigue varie en fonction des alliages lorsque ces derniers sont affectés par la corrosion. De plus, les effets de la corrosion semblent plus apparents dans les spécimens uniformes (matériau de base) que dans les spécimens entaillés ou soudés, ou encore, dans les assemblages.

9.3.10 Température

L'influence de la température sur la résistance statique de l'aluminium a été étudiée à la section 2.10. Il a été démontré que les propriétés de l'aluminium s'améliorent en fonction d'une baisse de température et que l'effet inverse est observé pour des accroissements de température.

Les quelques résultats d'essais de fatigue-température dont on dispose tendent à démontrer que la résistance à la fatigue suit essentiellement la même tendance que celle qui est observée pour les essais statiques [9.1, 9.19]. La figure 9.26 montre, par exemple, l'amélioration de la résistance à la fatigue pour une baisse de température, obtenue sur des échantillons ronds machinés à partir de plaques d'aluminium de la série 5000, elles-mêmes reliées par une soudure à rainure [9.1]. L'amélioration moyenne de la résistance à la fatigue est de l'ordre de 28 % dans ce cas précis. Les résultats sont présentés sous une autre forme dans le tableau 9.1 [9.39]. Le tableau 9.2 présente, pour fins d'illustration, des résultats d'essais de fatigue effectués sur des spécimens des séries 2000 et 5000, à des températures élevées [9.19].

En général, l'effet de la température peut être négligé en ce qui concerne la vitesse de la propagation des fissures, sauf dans des applications à très haute température, comme les turbines à gaz ou les réacteurs d'avions [9.5].

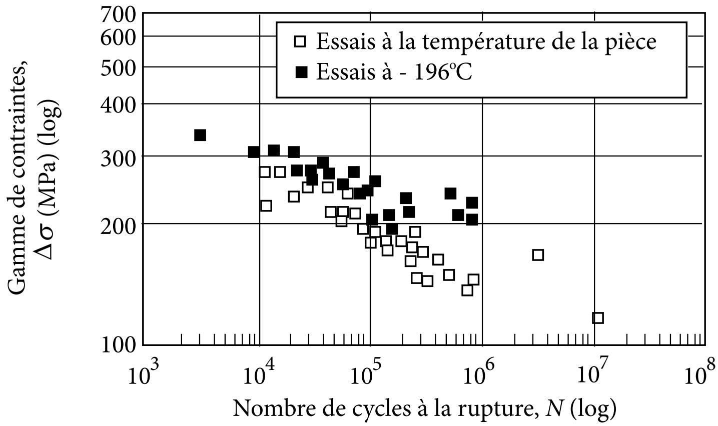


FIGURE 9.26 Influence d'une baisse de température sur la résistance en fatigue d'échantillons soudés en alliages de la série 5000

TABLEAU 9.1 Influence d'une baisse de température sur la résistance en fatigue *

		Rapport = Résistance à – 196° C / Résistance à la température de la pièce				
					Nombre de cycles	
Métal de base	**Métal d'apport**	F_u, F_{wu}	F_y, F_{wy}	ε_t	**10^5**	**10^6**
5083-H113		1,33	1,17	1,49	1,15	1,18
5086-H32		1,38	1,18	1,62	1,18	1,15
5454-H32		1,42	1,17	1,72	1,15	1,25
5456-H321		1,31	1,15	1,42	1,12	1,14
5083-H113	5556	1,46	1,17	1,60	1,14	1,30
5086-H32	5356	1,37	1,06	1,06	1,21	1,32
5454-H32	5554	1,61	1,32	1,61	1,24	1,50
5456-H321	5556	1,32	1,16	1,12	1,17	1,30
5454-H32**	5554	1,34			1,80	
5456-H321**	5556	1,16			1,55	

* Spécimens ronds de 7,6 mm de diamètre; $R = 0$

** Spécimens entaillés ($K_t = 19$; voir la section 9.2.4).

TABLEAU 9.2 Influence d'une hausse de température sur la résistance en fatigue*

			Rapport = Résistance à température élevée / Résistance à la température de la pièce					
	Température				Nombre de cycles			
Alliage	°C	R**	K***	F_u	10^5	10^6	10^7	10^8
2024-T851****	149	0,5	1,0	0,84	0,93	0,92	0,89	0,84
			4,4	0,97	0,87	0,91	0,93	0,93
			> 12	0,99	0,90	0,88	0,84	0,83
		0	1,0	0,84	0,85	0,83	0,77	0,72
			4,4	0,97	0,82	0,83	0,85	0,84
			> 12	0,99	0,82	0,82	0,85	0,83
		– 1	1,0	0,84	0,82	0,87	0,79	0,76
			4,4	0,97	0,78	0,81	0,85	0,83
			> 12	0,99	0,90	0,91	0,89	0,88
5454-H34*****	149	– 1	1,0		0,86	0,76	0,64	0,62
	204	– 1	1,0		0,79	0,67	0,55	0,50

* Spécimens ronds de 12 mm ϕ en traction et de 10,2 mm ϕ en flexion.

** Équation (9.2).

*** Équation (9.5) : K = 1,0, spécimen de base ; K = 4,4, spécimen légèrement entaillé ; $K \geq 12$, spécimen avec entaille sévère.

**** Essais de fatigue en traction.

***** Essais de fatigue en flexion.

9.4 RÉSISTANCE À LA FATIGUE

9.4.1 Étapes de calcul

Les différentes étapes à suivre dans un calcul de résistance à la fatigue sont présentées dans cette section, mais elles peuvent varier d'une application à l'autre[9.1] (exemples de calcul; section 9.7) :

1. Vérifier la pertinence d'un calcul de fatigue (section 9.3.5).
2. Chercher à minimiser ou à éliminer les charges cycliques (sections 9.3.5 et 9.5.3).
3. Évaluer ou mesurer les charges cycliques (section 9.3.5 et les sections qui suivent).
4. Identifier les sites potentiellement critiques pour la fatigue et calculer les contraintes (sections 9.2 et 9.3).
5. Choisir la méthode de calcul la plus appropriée (section 9.4).

6. Procéder à un calcul préliminaire.
7. Évaluer la robustesse du design et les coûts.
8. Idéalement, procéder à des vérifications expérimentales.

9.4.2 Méthodes de calcul

Il existe quelques méthodes éprouvées permettant le calcul de la résistance en fatigue des structures soumises à des sollicitations cycliques, mais la plupart sont adaptées à des applications spécifiques. On insistera davantage, dans cette section, sur les méthodes d'application plus générale, telle la méthode qui fait appel aux courbes S-N (figure 9.21) et on ne présentera que brièvement les autres méthodes.

Diagrammes ou courbes S-N

C'est, de loin, la méthode l*a plus facile et la plus utilisée*. Lorsque le détail de construction analysé paraît sur la liste des catégories de détails qui accompagne les diagrammes S-N, il ne faut pas hésiter à utiliser cette méthode. En cas de doute, on peut opter pour une catégorie inférieure, mais si le détail n'est pas fiché ou s'il requiert une attention particulière, il est préférable d'utiliser une autre méthode.

Tous les codes et normes recommandent l'utilisation de courbes S-N mais avec certaines variantes, comme on le verra dans la section 9.6. L'utilisation des courbes S-N diffère selon le type de sollicitation. Ainsi, il est nécessaire de faire la distinction entre les sollicitations à amplitude constante et les sollicitations à amplitude variable (figure 9.23). De plus, les sollicitations à amplitude variable sont traitées quelque peu différemment selon que la sollicitation est récurrente ou non. Chaque cas sera étudié dans les sections qui suivent.

La méthode varie aussi quelque peu en fonction du type de détail considéré. En effet, comme on l'a déjà mentionné à quelques reprises, les courbes S-N s'utilisent directement lorsque les détails sont soudés, mais il est possible d'apporter quelques correctifs pour tenir compte de l'influence des paramètres σ_m et R lorsque les contraintes résiduelles dans les éléments sont jugées moins importantes, comme dans les assemblages mécaniques, par exemple (section 9.4.5).

La méthode des diagrammes S-N est surtout utilisée pour les applications de génie civil et en aérospatiale.

Méthode du point critique

La méthode du point critique ou du « point chaud » (hot spot) consiste à utiliser les *contraintes nominales* obtenues d'une analyse statique linéaire et à les combiner avec les contraintes calculées ou mesurées à certains points critiques bien identifiés dans la structure, pour évaluer la résistance à la fatigue *d'un détail soudé*. La méthode fait aussi appel à des courbes S-N spécialement calibrées pour ce type d'application. Parfois, une seule courbe est requise.

À l'origine, cette technique a été développée pour les structures tubulaires soudées en acier des plateformes de forage en haute mer, mais son utilisation s'est répandue graduellement dans d'autres secteurs d'applications structurales, dont les structures d'aluminium [9.20, 9.22, 9.23]. La méthode du point critique est utile lorsque le détail à analyser n'apparaît pas sur les listes de catégories de détails de la méthode des diagrammes S-N.

Méthode des déformations

La méthode fait appel à des mesures de déformations et à des données pertinentes sur différents alliages pour évaluer la résistance à la fatigue de certains détails particuliers, comme des trous ou des congés, qui sont à l'origine de concentrations de contraintes. La méthode n'est pas encore tout à fait appliquée au calcul des assemblages et c'est la raison pour laquelle elle ne sera pas étudiée dans ce chapitre. La méthode est davantage adaptée au calcul de fatigue de pièces d'automobiles, d'équipements de ferme et de véhicules tout-terrains.

Mécanique de la rupture

Un aperçu de cette méthode analytique puissante a été présenté à la section 9.2. La méthode est très utilisée par l'industrie aérospatiale qui a accumulé, au cours des ans, de nombreuses données sur les alliages utilisés dans ce domaine. La méthode ne sera pas davantage étudiée dans ce chapitre.

Endommagement contrôlé

En général, on vise à s'assurer que la structure sera en mesure de résister à la fatigue durant toute sa période de vie (variable selon les types de structures), en utilisant des valeurs sécuritaires pour les charges et les données de résistance (les courbes S-N par exemple). Cela présuppose que les charges et le comportement de la structure en fatigue sont bien connus. En pareil cas, un programme d'inspection de la structure n'est pas essentiel pour assurer la sécurité de la structure. Les ouvrages de génie civil sont généralement traités de cette façon.

Dans un calcul à endommagement contrôlé, on *accepte que la fissuration se développe et se propage* dans la structure, mais à la seule condition qu'un *programme d'inspection obligatoire* et bien établi soit mis en place[9.20]. Lorsque la fissure atteint une longueur préétablie, la pièce doit être réparée ou remplacée. Cette méthode, bien sûr, se fonde sur la théorie de la mécanique de la rupture et, pour cette raison, elle ne sera pas davantage examinée dans ce chapitre.

Le recours à la technique de l'endommagement contrôlé n'est justifié que lorsque le dimensionnement pour toute la durée de vie de la structure entraîne des coûts déraisonnables et que le risque accru de fissuration avant la fin de la vie utile de la structure est jugé acceptable.

Méthode de bonne pratique

La méthode de bonne pratique est la seule méthode disponible lorsque la nature, l'intensité ou la fréquence des charges n'est pas connue ou est difficile à évaluer. Le concepteur doit se fier à son jugement ou, encore mieux, doit savoir tirer profit de toute l'information qui existe sur le sujet, entre autres, de l'expérience acquise par l'utilisation de bons ou de mauvais détails structuraux dans des structures similaires à celle qu'il doit analyser. Quelques exemples intéressants sont présentés en annexe dans la référence [9.1]. En fait, la méthode de bonne pratique doit être utilisée dans toutes les applications.

Essais en laboratoire

Généralement coûteuse, cette méthode s'impose lorsque le comportement d'un détail structural ou les caractéristiques du chargement sont mal définis ou, encore, lors du développement d'un nouveau type de structure. Chaque norme de calcul présente une série de directives sur la façon de conduire des essais de fatigue. C'est aussi une règle de bonne pratique que de procéder à quelques essais sur des prototypes avant de commercialiser un produit ou en d'autres occasions qui le justifient.

9.4.3 Sollicitation à amplitude constante

Les courbes S - N présentées aux sections 9.1.5 et 9.3.4 ont été obtenues expérimentalement en considérant des *charges cycliques à amplitude constante*. Ce type de sollicitation est pratique puisqu'il se reproduit facilement en laboratoire et qu'il permet de bien contrôler la gamme de contraintes $(\Delta\sigma)$ considérée à juste titre comme le paramètre le plus significatif pour définir la résistance à la fatigue d'un détail de construction, comme on l'a déjà vu à quelques reprises.

Une courbe S - N typique est reproduite sur la figure 9.27. On y distingue trois segments de droite. Pour des valeurs de N inférieures à 10^4 (10^5 dans certains cas), on a la limite supérieure $(\Delta\sigma_u)$ qui correspond à la résistance ultime statique du matériau. Pour un nombre de cycles (N) compris entre 10^4 et 5×10^6 la droite de pente négative est définie par l'équation (9.3). Enfin, pour N supérieur à 5×10^6, la droite horizontale représente la limite d'endurance $(\Delta\sigma_{Ls})$, aussi appelée limite de fatigue puisque toute *sollicitation d'amplitude* constante dont la différence de contraintes est inférieure à cette limite peut être appliquée un très grand nombre de fois sans qu'une fissure de fatigue se produise. La limite $N = 5 \times 10^6$ est quelque peu arbitraire, mais elle est utilisée presque universellement pour l'aluminium.

Il y a deux façons d'utiliser les courbes S - N pour une sollicitation d'amplitude constante. Lorsqu'on connaît la différence de contraintes qui sollicite un détail de construction (un point critique d'un assemblage d'une charpente d'aluminium ou une pale de turbine, par exemple), on utilise la courbe avec cette valeur de $\Delta\sigma$ et on obtient le nombre de cycles (N) que le détail ou élément de structure sera en mesure de subir avant la rupture par fatigue. Ainsi, pour une gamme de contraintes de 50 MPa, évaluée en considérant les charges d'utilisation, c'est-à-dire les charges non pondérées, on obtient $N = 10^6$ sur la courbe S - N de la figure 9.27 qui représente le plus fidèlement le détail de construction considéré.

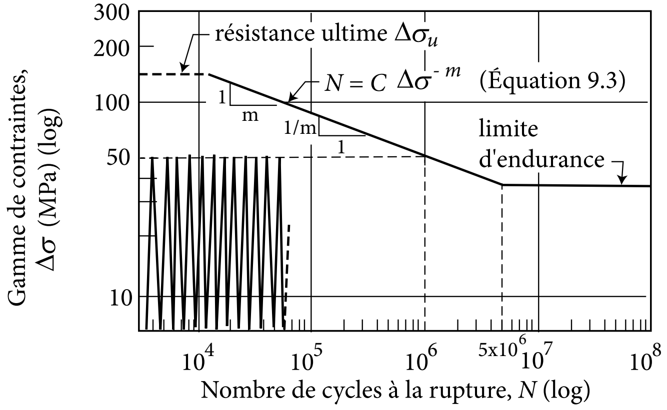


FIGURE 9.27 Calcul de la résistance à la fatigue ou de la durée de vie d'un détail de construction pour une sollicitation d'amplitude constante

La durée de vie de l'élément de construction ou de la structure, si l'élément de construction est identifié comme étant le plus critique pour cette dernière, est évaluée en considérant la fréquence de la sollicitation. Ainsi, à une fréquence d'un cycle par seconde de la différence de contraintes de 50 MPa, correspond une durée de vie de 11,6 jours [$10^6/(1 \times 60 \times 60 \times 24)$]. On comprend, alors, qu'on a tout intérêt à garder la différence de contraintes d'un moteur déséquilibré, par exemple, à un niveau inférieur à la limite d'endurance établie pour le détail considéré critique. En pareil cas, on procède à ce qu'il est convenu d'appeler un dimensionnement pour une *durée de vie infinie* de la structure plutôt qu'un dimensionnement pour une *durée de vie sécuritaire* de cette dernière.

L'autre façon d'utiliser les courbes S - N est d'évaluer le nombre de cycles correspondant à la durée prévue d'un ouvrage et, à l'aide de la courbe S - N appropriée, d'obtenir la différence de contraintes qu'il ne faudra pas dépasser pour le détail jugé plus critique. Le dimensionnement d'une structure pour la rendre résistante à la fatigue est donc un processus itératif ou d'essais et d'erreurs qui converge assez rapidement (exemples 9.2 et 9.4; section 9.7).

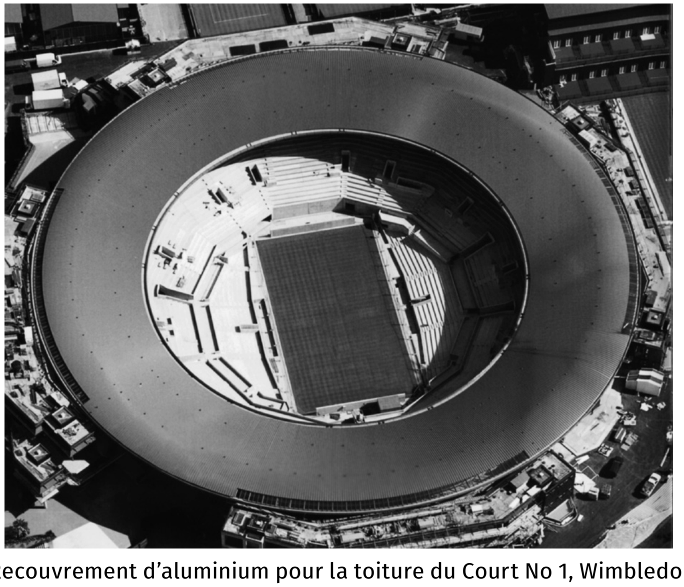
9.4.4 Sollicitation à amplitude variable

Historique des contraintes

Généralement, les charges d'exploitation agissant sur les structures créent des *contraintes variables* dans chaque élément de la structure, tel qu'illustré sur les figures 9.23b et c. Dans le cas d'un pont, par exemple, l'*historique des contraintes* (ou évolution de la contrainte en fonction du temps), peut être obtenu à l'aide de la ligne d'influence de la contrainte dans le détail considéré.

L'analyse de l'historique des contraintes sert essentiellement à identifier les valeurs numériques des paramètres qui sont prépondérants pour la détermination de la résistance à la fatigue, à savoir *la gamme de contraintes et le nombre de cycles*. Une comparaison de l'historique des contraintes des figures 9.23b et c avec la variation sinusoïdale des contraintes représentée à la figure 9.23a met en évidence le peu de ressemblance entre ces deux types de sollicitations. Il est donc nécessaire, afin de pouvoir appliquer la théorie de la fatigue exposée dans ce chapitre à des cas réels de sollicitations, d'extraire de l'historique des contraintes *une série de gammes de contraintes*.

Sur la base de l'historique des contraintes de la figure 9.23b, on peut constater que chaque passage de train correspond à une grande gamme de contraintes, suivie de plusieurs gammes de contraintes plus petites. Il existe différentes méthodes permettant d'analyser les historiques des contraintes [9.2, 9.3, 9.16, 9.20, 9.40]. On citera parmi celles-ci la méthode dite *du réservoir* et celle *de la goutte d'eau*. Ces deux méthodes, qui donnent des résultats identiques, si elles sont appliquées correctement, permettent une bonne définition des gammes de contraintes. Pour fins d'illustration, seule la méthode du réservoir sera décrite.



Recouvrement d'aluminium pour la toiture du Court No 1, Wimbledon, U.K.

PHOTO : CORUS BUILDING SYSTEMS

Méthode du réservoir

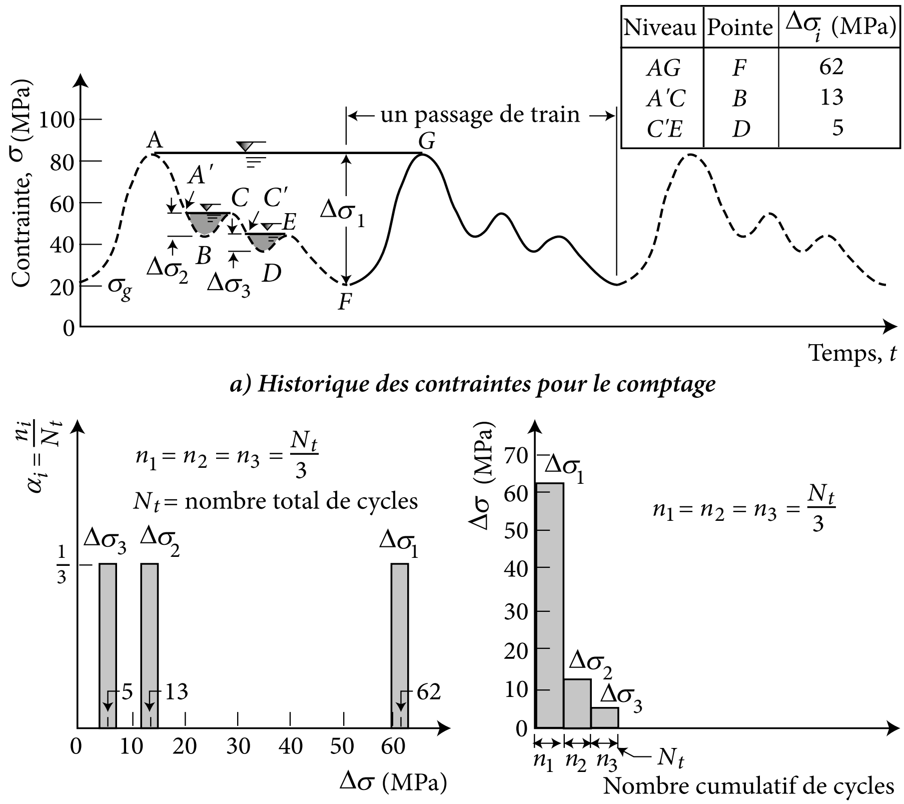
Le principe de la méthode du réservoir, généralement utilisée pour des sollicitations récurrentes d'amplitude variable, est illustré sur la figure 9.28. L'historique des contraintes qui y est donné est identique à celui de la figure 9.23b et est répété pour plus d'un passage de train. Les différentes étapes permettant d'établir les gammes de contraintes $\Delta\sigma_i$ peuvent être résumées ainsi :

1. La surface au-dessus de la courbe σ - t est remplie d'eau (niveau AG).
2. Un trou est percé au point le plus bas de la courbe (point F) pour laisser écouler l'eau. La différence entre le niveau d'eau original (AG) et celui du point le plus bas (F) correspond à la plus grande gamme de contraintes $\Delta\sigma_1 = 82 - 20 = 62$ MPa.
3. Le niveau d'eau restant est maintenant plus bas que le niveau original AG. Il est, de plus, différent selon les zones de l'historique des contraintes, c'est-à-dire à $A'C$ et $C'E$. Un trou est percé au point le plus bas de chacune de ces zones (B, et ensuite D) et les gammes de contraintes correspondantes, $\Delta\sigma_2 = 55 - 42 = 13$ MPa et $\Delta\sigma_3 = 43 - 38 = 5$ MPa, sont prises en compte.
4. Pour des historiques de contraintes plus complexes, ces opérations sont répétées jusqu'à un écoulement total de l'eau. Le résultat final est présenté en tableau sur la figure 9.28a.

Spectres de gammes de contraintes

Ce type de comptage est ensuite effectué pour chaque passage de train. Si c'est le seul type de train qui sollicite le pont *pendant toute la durée de vie prévue de l'ouvrage*, l'ensemble des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) peut alors être représenté sous la forme de l'histogramme (ou spectre de gammes de contraintes) illustré sur la figure 9.28b. Une autre façon de présenter les résultats est montrée sur la figure 9.28c.

Dans un cas réel, le pont de chemin de fer est sollicité par plus d'un type de train. En considérant les différents types de trains et leur nombre respectif dans le trafic à prendre en compte pendant toute la durée de service prévue, le spectre de gammes de contraintes peut alors prendre la forme de l'histogramme montré sur la figure 9.29. Il convient de souligner que chaque section de pont, donc chaque détail de construction, est soumis à un histogramme de gammes de contraintes et à un nombre total de cycles qui lui sont propres. Cela provient du fait qu'en général, la ligne d'influence de chaque détail de construction est différente.



a) Historique des contraintes pour le comptage

b) Spectre de gammes de contraintes (un type de train)

c) Représentation alternative du spectre de gammes de contraintes

FIGURE 9.28 Exemple du comptage des gammes de contraintes par la méthode du réservoir

Très souvent, les spectres de gammes de contraintes sont complexes et peuvent comporter plusieurs niveaux de gammes de contraintes placés en ordre décroissant, si le format utilisé est celui de la figure 9.28c, par exemple. Un exemple d'histogramme relativement complexe est présenté sur la figure 9.30 [9.20]. Pour faciliter les calculs, il est possible de réduire le nombre de colonnes. Une approche sécuritaire consiste à combiner les colonnes *en groupes plus larges contenant le même nombre de cycles*, mais dont la gamme de contraintes est égale à celle de la colonne la plus haute du groupe. Il est toutefois plus précis de considérer la *moyenne pondérée de toutes les colonnes d'un groupe* en utilisant l'équation suivante dans laquelle m est l'inverse de la pente de la courbe S - N considérée pour le détail structural :

$$\overline{\Delta\sigma} = \left[\frac{\Sigma\left(n_i\, \Delta\sigma_i^{m}\right)}{\Sigma n_i}\right]^{1/m} \tag{9.16}$$

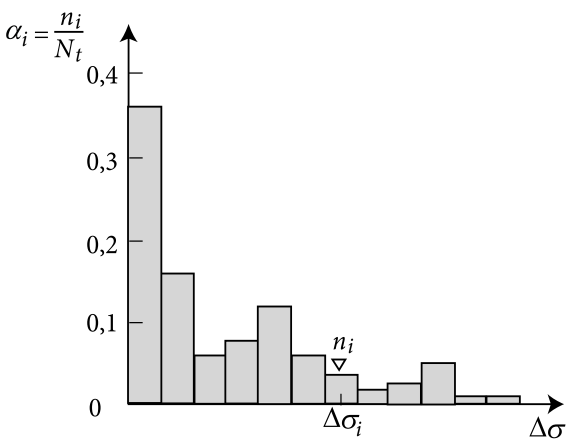


FIGURE 9.29 Exemple d'un spectre de gammes de contraintes (plusieurs types de trains)

L'utilisation de la moyenne arithmétique va toujours s'avérer non sécuritaire et ne doit pas être considérée.

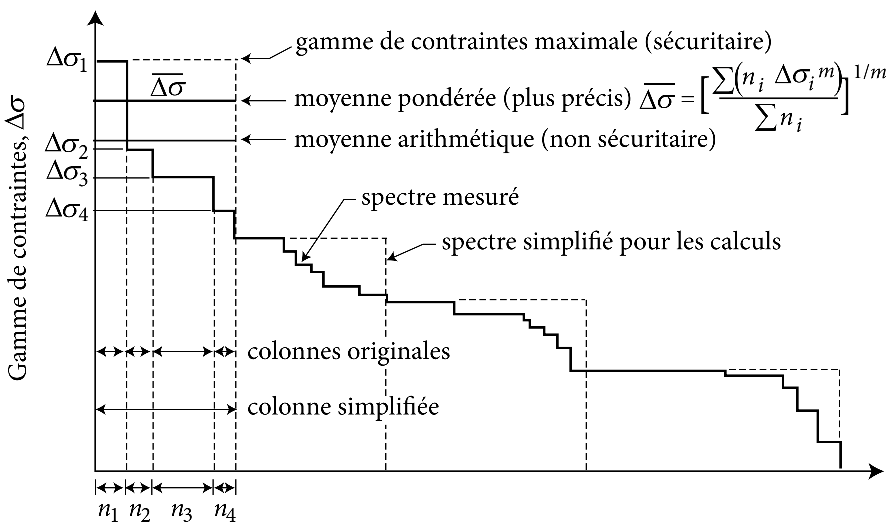


FIGURE 9.30 Spectre de gammes de contraintes simplifié

Cumul des dommages individuels

Il convient de rappeler que les courbes permettant d'établir la résistance à la fatigue (courbes S - N des figures 9.3 ou 9.21, aussi appelées courbes de Wöhler, en Europe) ont été obtenues à partir d'essais effectués avec une différence de contraintes ($\Delta\sigma$)

constante. Les sollicitations réelles dans une structure, comme on vient de le voir, sont cependant constituées de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) différentes les unes des autres. La question se pose alors d'estimer l'influence de ces différentes sollicitations sur la durée de vie de l'ouvrage.

La courbe S - N reproduite sur la figure 9.31 exprime, en fait, que pour chaque niveau de gamme de contraintes ($\Delta\sigma_i$), le nombre de cycles jusqu'à la ruine vaut N_i. Selon Palmgren [9.41], on peut en déduire que chaque cycle de gamme de contraintes ($\Delta\sigma_i$) crée un dommage individuel d_i, et que n_i cycles de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) créent un dommage partiel $n_i\, d_i$:

$$d_i = \frac{1}{N_i} \tag{9.17}$$

$$n_i\, d_i = \frac{n_i}{N_i} \tag{9.18}$$

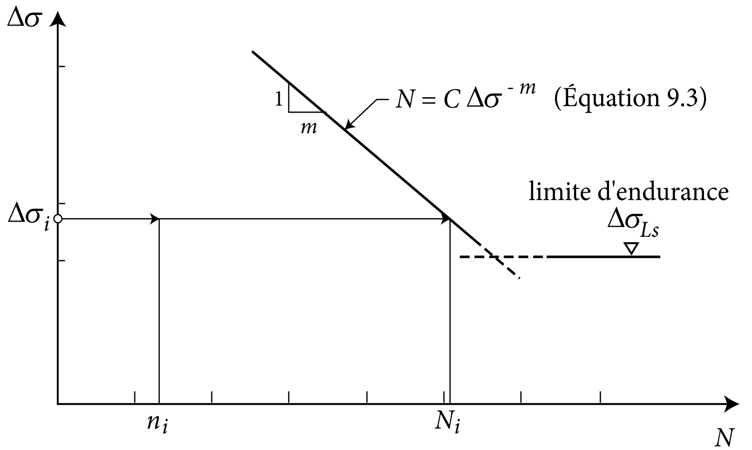


FIGURE 9.31 Courbe S-N pour le calcul du dommage dû à n_i différences de contraintes $\Delta\sigma_i$ [tiré de 9.5]

En présence d'un histogramme de gammes de contraintes, tels ceux des figures 9.28 et 9.29, il faut comptabiliser l'ensemble des dommages dus aux k niveaux de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$). Le dommage total D_t s'exprime donc ainsi :

$$D_t = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i} \tag{9.19}$$

Sur la base d'essais, Miner[9.42] a trouvé que la rupture par fatigue se produisait lorsque la somme totale D_t des dommages partiels atteignait une valeur proche de 1,0. Suivant les applications, cette valeur peut en réalité avoir une grande dispersion, comprise entre environ 0,60 et 1,5. Elle est toutefois généralisée dans beaucoup d'applications ainsi que dans les codes et normes et elle est jugée assez précise pour un calcul préliminaire[9.19]. La règle de Palmgren-Miner, souvent simplement appelée règle de Miner, s'exprime de la façon suivante :

$$\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{n_i}{N_i}\right) \leq 1{,}0 \tag{9.20}$$

La valeur de $D_t = 1{,}0$ signifie que *la durée de vie est atteinte*. Il est donc important de rester au-dessous de cette valeur limite lors du dimensionnement d'un détail de construction sollicité par des charges de fatigue ($D_t \leq 1{,}0$).

L'usage de l'équation (9.20) s'est révélé suffisamment fiable pour être utilisé de façon générale pour les éléments soudés de ponts et de ponts roulants. On sera toutefois prudent quant à son application à d'autres structures, notamment celles qui sont soumises à des surcharges occasionnelles (sollicitations nettement plus élevées que les sollicitations habituelles) telles que les plateformes pétrolières ou les avions[9.5].

Cumul des dommages

La figure 9.32 représente l'histogramme des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) de la figure 9.29 superposé à la courbe de résistance à la fatigue de la figure 9.31, ceci dans le but d'évaluer le cumul des dommages résultant des différents niveaux de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$). L'histogramme est tourné de 90° et sa forme est déformée à cause de la transformation logarithmique de l'axe des $\Delta\sigma$. On remarque également qu'une partie des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) se situe *au-dessous de la limite d'endurance* $\Delta\sigma_{Ls}$. Se pose alors la question de l'effet de cette limite d'endurance sur le calcul des dommages. Trois différentes approches de cette question sont examinées dans les paragraphes qui suivent[9.5].

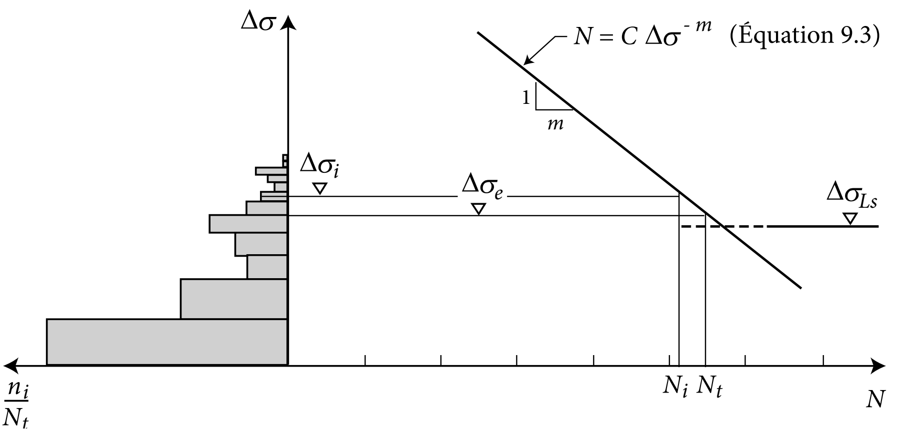


FIGURE 9.32 Histogramme des gammes de contraintes et courbe *S-N* pour le calcul des dommages [tiré de 9.5]

a) Sans considération de la limite d'endurance

La première approche ignore la présence de la limite d'endurance en utilisant la courbe définie par l'équation (9.3) sur l'ensemble du domaine $\Delta\sigma$ - N. Autrement dit, toutes les gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) sont comptabilisées dans le calcul des dommages, ce qui représente une *approche conservatrice* avec laquelle o*n sous-estime la durée de vie*.

En utilisant l'équation (9.3) appliquée à N_i dans l'équation (9.19), le dommage total (D_t) dû à l'ensemble des niveaux de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) de l'histogramme peut s'écrire ainsi[9.1, 9.5] :

$$D_t = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{n_i}{C\, \Delta\sigma_i^{-m}} \right) \tag{9.21}$$

Afin de pouvoir simplifier la vérification de la sécurité à la fatigue, il est pratique de disposer d'une *gamme de contraintes équivalente* ($\Delta\sigma_e$), qui représente l'effet de fatigue de l'ensemble des différents niveaux de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$). En se basant sur le nombre total de cycles $N_t = \Sigma\, n_i$, le dommage total D_t pour cette gamme de contraintes équivalente ($\Delta\sigma_e$) peut être exprimé, en analogie avec l'équation (9.21) par la relation suivante :

$$D_t = \frac{N_t}{C\, \Delta\sigma_e^{-m}} \tag{9.22}$$

En comparant les équations (9.21) et (9.22), avec la condition que le dommage total D_t soit identique dans les deux cas (ce qui doit être le cas, car les deux expressions sont basées sur la même courbe de la figure 9.32), il est possible d'exprimer explicitement cette gamme de contraintes équivalente ($\Delta\sigma_e$) :

$$\Delta\sigma_e = \left(\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{k} \left(\Delta\sigma_i^m\, n_i \right) \right)^{1/m} \tag{9.23}$$

La valeur de $\Delta\sigma_e$ exprime en quelque sorte une *moyenne pondérée* des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$), où la pondération se fait avec l'exposant m représentant la pente de la courbe de résistance. Autrement dit, un cycle de gamme de contraintes $\Delta\sigma_i$, dont la valeur est le double d'un autre, intervient avec un poids huit fois plus grand (pour $m = 3$) dans la valeur de la gamme de contraintes équivalente $\Delta\sigma_e$. L'utilisation de la gamme de contraintes équivalente ($\Delta\sigma_e$) est pratique dans le cas où les courbes de résistance à la fatigue sont parallèles et de pente constante pour toutes valeurs de N_i (figure 9.32)[9.5]. On notera la similitude entre l'équation (9.16), qui s'applique à un nombre limité de gammes de contraintes sur l'histogramme (spectre) de la figure 9.30, et l'équation (9.23), laquelle s'applique à l'ensemble des gammes de contraintes de l'histogramme.

b) Avec considération de la limite d'endurance

La deuxième approche possible tient compte du fait que les gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) plus petites que la limite d'endurance *permettent théoriquement une durée de vie infinie*. Il faut toutefois prendre garde au fait que cette observation a été faite lors d'essais à amplitude constante. Une application aux amplitudes variables n'est possible que dans le cas où toutes les gammes de contraintes de l'histogramme *sont au-dessous de la limite d'endurance. Dans ce cas particulier seulement*, une durée de vie tendant vers l'infini (> 10^8 cycles) peut être obtenue. Cela est important pour certains éléments de machines ou de véhicules de transport qui ont à supporter un très grand nombre de cycles.

Examinons maintenant un histogramme dont une partie des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) se situe au-dessus de la limite d'endurance $\Delta\sigma_{Ls}$ et l'autre partie au-dessous (figure 9.33) [9.5]. Si le cumul des dommages des gammes de contraintes supérieures à la limite d'endurance peut s'effectuer avec l'équation (9.21), il n'en est pas de même pour les gammes de contraintes inférieures à la limite d'endurance. La théorie de la mécanique de la rupture permet pour celles-ci de dire qu'elles ne contribuent pas à la propagation de la fissure aussi longtemps que la valeur de leur *gamme de facteurs d'intensité de contrainte* ΔK_i, donné par l'équation (9.6), reste inférieure à la valeur du seuil de propagation ΔK_{th} (figure 9.6).

Il convient de rappeler que la gamme de facteurs d'intensité de contraintes tient compte à la fois de la gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) et de la dimension (a) de la fissure. C'est ainsi qu'une fissure ne se propage pas lorsque, pour une gamme de contraintes ($\Delta\sigma_i$), la valeur de ΔK_i, est inférieure à ΔK_{th}. Une fois que la fissure a atteint une certaine dimension, cette même gamme de contraintes *va contribuer à sa propagation*. On ne peut par conséquent pas négliger complètement la partie de l'histogramme située au-dessous de la limite d'endurance supérieure ($\Delta\sigma_{Ls}$), car elle *contribue au cumul des dommages* lorsque la fissure devient grande. Pour éviter de devoir effectuer un calcul du taux de propagation à l'aide de la mécanique de la rupture, on utilise une courbe de résistance, ayant une pente m_2 différente de la pentee m_1 de la courbe S - N, pour le cumul des dommages des gammes de contraintes $\Delta\sigma_i$ situées au-dessous de la limite d'endurance ($m_2 = m_1 + 2$, par exemple [9.20], ce qui donne, pour $m_1 = 3$, une valeur de m_2 égale à 5).

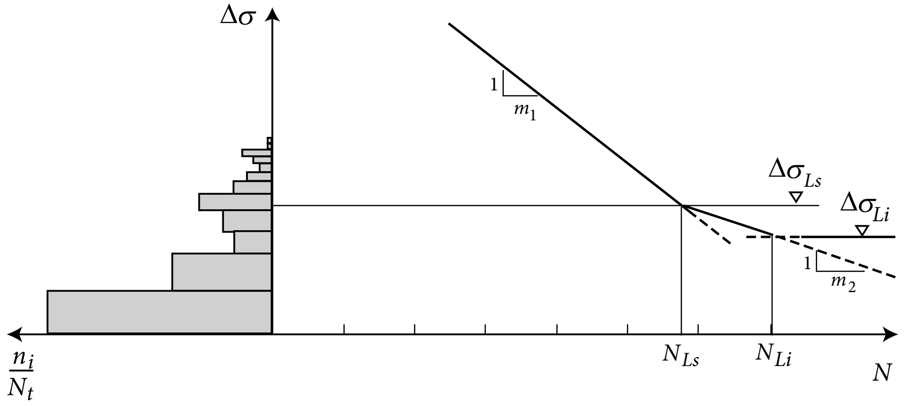


FIGURE 9.33 Effet des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) en dessous des limites d'endurance $\Delta\sigma_{LS}$ et $\Delta\sigma_{Li}$ [tiré de 9.5]

La figure 9.34 présente les résultats d'une modélisation de la propagation des fissures dans un détail de plaque de recouvrement et illustre le comportement décrit plus haut [9.43]. On constate que la courbe S - N se déplace vers le haut dans la zone située au-dessous de la limite d'endurance supérieure ($\Delta\sigma_{Ls}$) lorsqu'un très faible pourcentage des gammes des contraintes du spectre excède cette même limite d'endurance. La courbe tend toutefois à se rapprocher de la droite de pente m_1 lorsque le pourcentage des gammes de contraintes qui excèdent la limite d'endurance $\Delta\sigma_{Ls}$ augmente.

L'expression de la gamme de contraintes équivalente ($\Delta\sigma_e$) tenant compte de la contribution des deux parties de l'histogramme de la figure 9.33, l'une se situant au-dessus de la limite d'endurance $\Delta\sigma_{Ls}$ et l'autre au-dessous, devient plus complexe. De plus, afin de tenir compte du fait que les toutes petites valeurs de gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) ne contribuent pas à la propagation de la fissure, une *limite d'endurance inférieure* ($\Delta\sigma_{Li}$) aussi appelée *limite de troncature*, est introduite. Pour certaines applications, notamment pour les ponts, toutes les gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) inférieures à la limite d'endurance $\Delta\sigma_{Li}$ peuvent alors être négligées pour le calcul du cumul des dommages. La limite de troncature est souvent fixée à $N_{Li} = 10^8$ cycles.

Il est important de répéter que la partie de la courbe de résistance à la fatigue de la figure 9.33 située au-dessous de la limite d'endurance supérieure est fictive, et qu'elle ne représente pas directement un comportement physique [9.5]. Elle a été adoptée afin de faciliter le calcul du cumul des dommages. En effet, elle permet d'utiliser la même hypothèse relative au dommage d_i créé par une gamme de contraintes $\Delta\sigma_i$ (équation 9.18), que pour les niveaux d'amplitudes de contraintes supérieurs à la limite d'endurance.

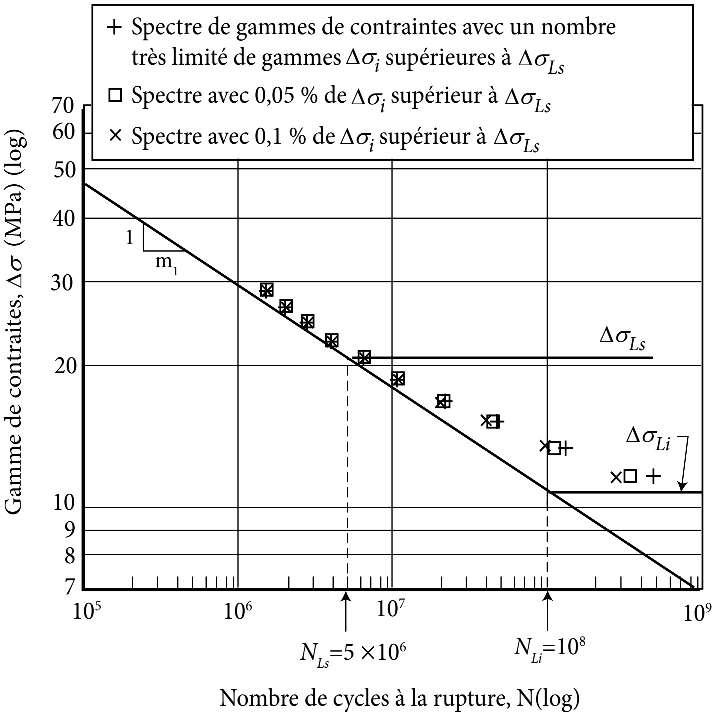


FIGURE 9.34 Influence sur la résistance à la fatigue des faibles poucentages de gammes de contraintes qui excèdent la limite d'endurance supérieure $\Delta\sigma_{LS}$ pour un spectre de gammes de contraintes donné

c) Avec la mécanique de la rupture

La troisième approche possible consiste à utiliser la théorie de la mécanique de la rupture (section 9.2). L'histogramme des gammes de contraintes ($\Delta\sigma_i$) est alors transformé en un histogramme des gammes de facteurs d'intensité de contrainte (ΔK_i) à l'aide de l'équation (9.6), ce qui permet de calculer, avec l'équation (9.7), le taux de propagation da/dN pour chaque dimension a de fissure. Comme cette dimension augmente avec chaque cycle, tout l'histogramme, ainsi que sa position par rapport à la courbe décrite par l'équation (9.7) de la figure 9.6, changent constamment. La durée de vie doit, par conséquent, être déterminée à l'aide d'une intégration numérique de la propagation de la fissure.

La théorie présentée dans cette section est mise en application dans l'exemple 9.5 de la section 9.7.

9.4.5 Influence de R et de σ_m

La rapport des contraintes (R) défini par l'équation (9.2) et la contrainte moyenne (σ_m), qui caractérisent les sollicitations à amplitude constante, ont été définis à la section 9.1.4. Il a été souligné à quelques reprises que l'effet du paramètre R et, à la rigueur, celui de la contrainte moyenne pouvaient être pris en compte pour améliorer sensiblement la résistance à la fatigue de certains détails structuraux lorsque les variations de contraintes impliquent des contraintes de compression (valeurs de R négatives sur la figure 9.23a).

Il existe quelques méthodes de calcul pour tenir compte de ces effets[9.10], mais on se limitera à ne décrire que celle qui est recommandée par la norme européenne[9.20] et celle qui était proposée dans une version antérieure de la norme canadienne[9.44, 9.45].

Influence du paramètre R

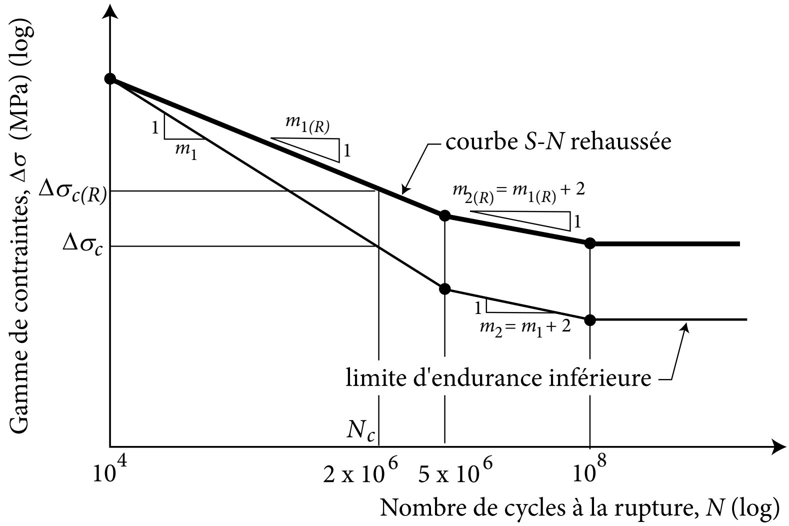
La méthode de la référence [9.20] consiste à rehausser la courbe S-N de la façon indiquée sur la figure 9.35 dans des cas bien précis. Pour des valeurs du rapport des contraintes (R) jamais supérieures à $+0{,}5$, il suffit d'augmenter la valeur de référence $\Delta\sigma_c$ définie à $N_c = 2 \times 10^6$ sur la figure 9.21, en appliquant l'équation (9.24). La gamme de contraintes à $N = 10^4$ cycles demeure inchangée et les pentes $m_{1(R)}$ et $m_{2(R)}$ sont ainsi obtenues graphiquement.

$$\Delta\sigma_{c(R)} = f(R)\,\Delta\sigma_c \tag{9.24}$$

La valeur du facteur $f(R)$ dans l'équation (9.24) varie selon le rapport R et les détails de construction. Tel qu'illustré sur la figure 9.36, on distingue trois cas particuliers :

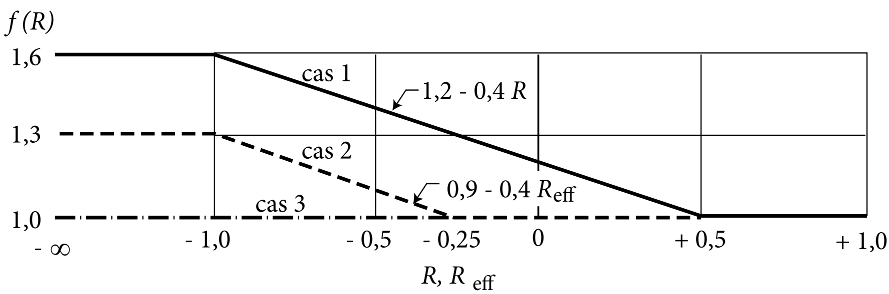
Cas 1. La première catégorie s'applique lorsque le point critique, à l'origine de la fissuration de fatigue, se situe dans le métal de base ou, si l'on préfère, dans la pièce, loin de l'assemblage. Les structures, assemblages ou détails structuraux qui ont subi un traitement de relaxation des contraintes résiduelles tombent aussi dans cette catégorie. Il faut de plus tenir compte des contraintes qui résultent des efforts de précontrainte appliqués ou d'ajustements forcés des pièces, selon le cas.

Cas 2. La deuxième catégorie s'applique lorsque le point critique se situe dans un assemblage mécanique ou soudé simple, pour lequel la contrainte résiduelle (σ_{res}) au point critique a été évaluée de façon précise analytiquement, numériquement ou expérimentalement. Comme pour le cas précédent, il faut aussi tenir compte des contraintes qui résultent des efforts de précontrainte appliqués ou d'ajustements forcés des pièces, selon le cas.



$\Delta\sigma_{c(R)} = f\,(R)\;\Delta\sigma_c$ (Équation 9.24)

FIGURE 9.35 Rehaussement de la courbe *S-N*, selon la méthode de la référence [9.20]



Cas 1 • Points critiques à l'origine de la fissuration dans le métal de base ou la pièce, loin des assemblages.
• Structures avec relaxation des contraintes résiduelles.

Cas 2 • Points critiques dans les assemblages mécaniques ou soudés simples, pour lesquels les contraintes résiduelles sont connues.

Cas 3 • Assemblages complexes pour lesquels les contraintes résiduelles ne peuvent être déterminées de façon précise.

FIGURE 9.36 Facteur d'amélioration de la résistance à la fatigue, *f* (*R*), à $N_c = 2 \times 10^6$ cycles

Le rapport effectif des contraintes (R_{eff}) à utiliser pour le calcul du facteur $f(R)$ sur la figure 9.36 est évalué à l'aide de l'équation suivante, dans laquelle $\Delta\sigma$ est la gamme de contraintes pour le détail structural considéré :

$$R_{eff} = \frac{2\sigma_{res} - \Delta\sigma}{2\sigma_{res} + \Delta\sigma} \tag{9.25}$$

Cas 3. La troisième catégorie inclut tous les assemblages complexes ou non, pour lesquels les contraintes résiduelles aux points critiques *ne peuvent être déterminées de façon précise.*

Dans ce cas, $f(R) = 1{,}0$ et la courbe S - N demeure inchangée.

Cette méthode est illustrée à l'exemple 3 de la section 9.7.

Influence des paramètres R et σ_m

La méthode exposée dans la référence [9.45] pour tenir compte de l'influence des paramètres R et σ_m fait appel à un diagramme de Goodman modifié [9.10] (diagramme 1) et au diagramme S - N de la référence [9.44] (diagramme 2). Ces deux diagrammes sont utilisés en combinaison, tel qu'illustré sur la figure 9.37.

Il faut bien prendre conscience que l'ordonnée des diagrammes représente *l'amplitude des contraintes*, c'est-à-dire $\Delta\sigma/2$ (figure 9.1), et que la définition de R présentée sur la figure 9.37 est en tout point semblable à celle de l'équation (9.2). La méthode ne propose pas d'ajustements à R pour tenir compte de la présence de contraintes résiduelles, comme dans la méthode précédente (équation 9.25). Les catégories de détails structuraux identifiées sur le diagramme 2 seront définies à la section 9.6.1.

Pour utiliser la méthode, il suffit de suivre les étapes suivantes :

1. Calculer σ_m, R et $\Delta\sigma/2$ pour le détail considéré.
2. Localiser le point x sur le diagramme 1 avec les valeurs de σ_m et $\Delta\sigma/2$ ou suivre la courbe R appropriée jusqu'à la valeur de $\Delta\sigma/2$. Si x se situe à gauche de la courbes $R = -\infty$, la fatigue n'est pas une considération dont on doit tenir compte (voir la figure 9.23a).
3. Si x se situe entre les courbess $R = -\infty$ et AB, tracer une ligne parallèle aux droites inclinées pour croiser la courbe AB en y. Si x se situe à la droite de la courbe AB, les points x et y se confondent.
4. À partir de y, tracer une ligne horizontale jusqu'au point z situé sur la courbe S - N du diagramme 2, correspondant à la catégorie du détail structural considéré.
5. La ligne verticale tracée à partir du point z donne le nombre de cycles de chargement conduisant à la rupture (N) sur l'abscisse du diagramme 2.

Cette dernière méthode doit être *utilisée avec grande précaution* puisqu'il a été démontré qu'elle conduit souvent à des résultats non sécuritaires[9.1, 9.10, 9.29]. On comprendra pourquoi en la comparant à la méthode de la référence [9.20] (voir l'exemple 3 à la section 9.7). D'ailleurs, les plus récentes éditions de la norme canadienne n'y font plus référence[9.22].

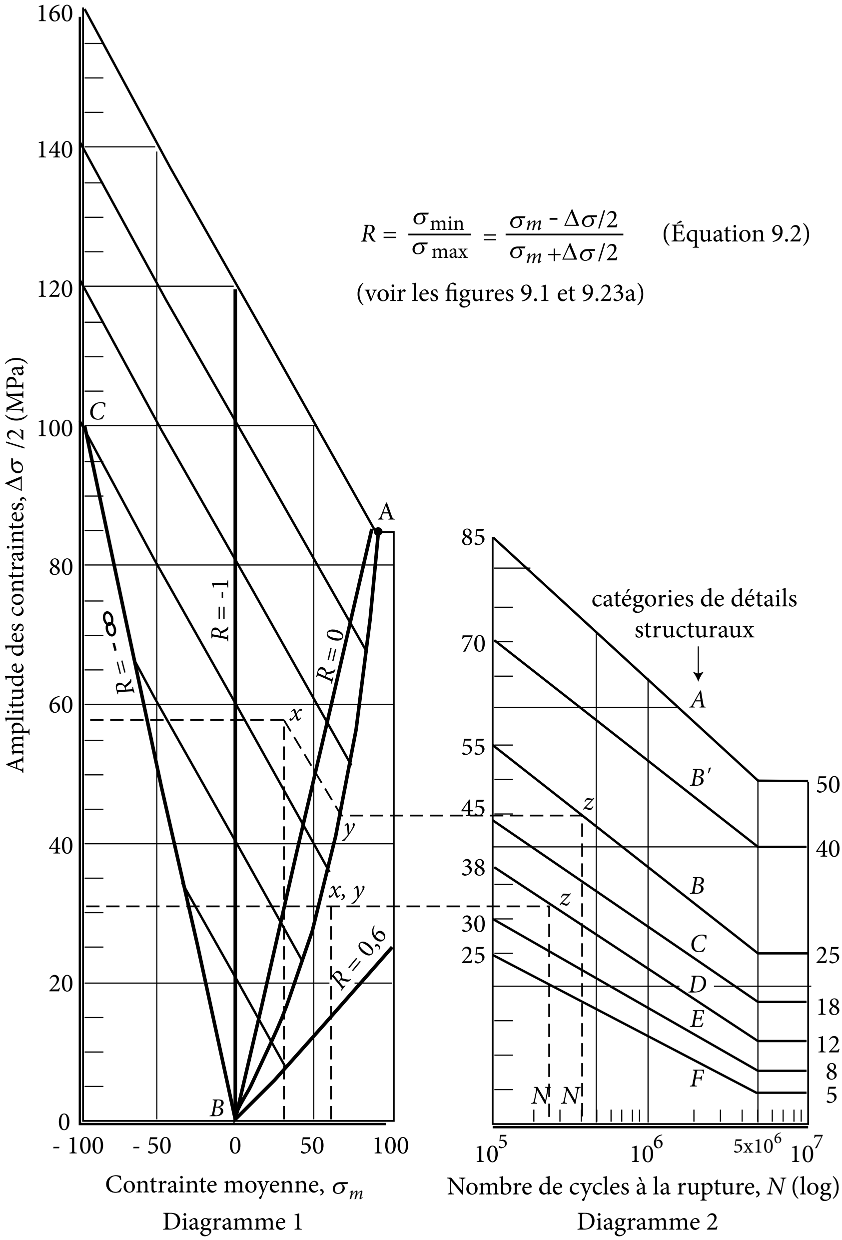


FIGURE 9.37 Rehaussement de la courbe *S-N*, selon la méthode des références [9.44] et [9.45]

Son principal défaut est de manquer de balises quant à son utilisation. Elle a été présentée ici dans le but de convaincre ceux qui peuvent encore l'utiliser de l'abandonner au profit de l'autre méthode ou, de façon encore plus sécuritaire, en ne tenant tout simplement pas compte de l'effet positif des paramètres R et σ_m.

9.4.6 Méthode du point critique

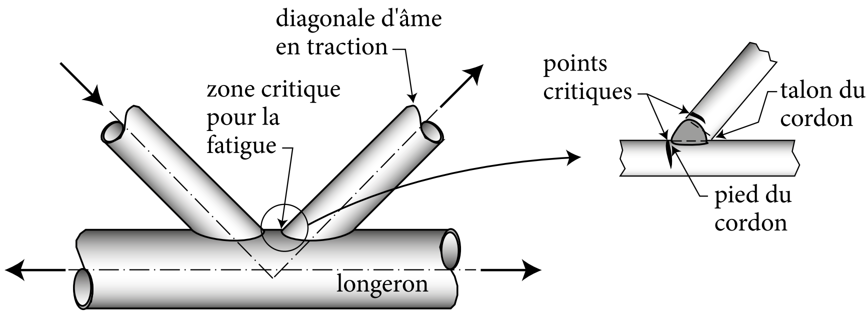
La méthode du point critique, aussi appelée méthode du point chaud, a été développée à l'origine pour étudier la fatigue dans les assemblages de membrures tubulaires soudées des plateformes de forage en acier[9.1, 9.46, 9.47]. Parce qu'elle est relativement pratique et qu'elle permet de solutionner facilement des cas complexes en faisant appel à des moyens modernes d'analyse de contraintes, son usage se répand rapidement à d'autres secteurs d'application, dont celui des assemblages soudés en aluminium[9.1, 9.29, 9.50]. Il existe plusieurs variantes de la méthode du point critique décrites dans les publications spécialisées, les codes et les normes. Les grands principes de la méthode sont présentés dans la présente section, afin de permettre au lecteur d'en évaluer la portée.

Elle s'apparente à la méthode traditionnelle qui fait appel aux courbes S - N, mais se distingue par le fait, qu'*en général, une seule courbe* est utilisée pour simuler tous les détails de construction des *assemblages soudés*, principalement les assemblages entre sections tubulaires. Il suffit de calculer de façon précise, à l'aide d'une méthode reconnue (analytique, numérique ou expérimentale) la contrainte (σ_{hs}) qui existe *au pied d'une soudure*, sans tenir compte de l'amplification de contrainte causée par la *géométrie de la soudure* elle-même, puisque l'influence de ce paramètre est déjà incluse dans la courbe S - N utilisée. La contrainte σ_{hs}, aussi appelée contrainte géométrique, est extrapolée[9.48, 9.49] au pied de la soudure afin de ne tenir compte que des effets de la géométrie globale du joint soudé, tel qu'illustré sur la figure 9.38. *Le coefficient de concentration des contraintes* (K_{hs}), par définition, est égal au rapport de la contrainte géométrique σ_{hs}, divisée par la contrainte nominale σ_{nom}.

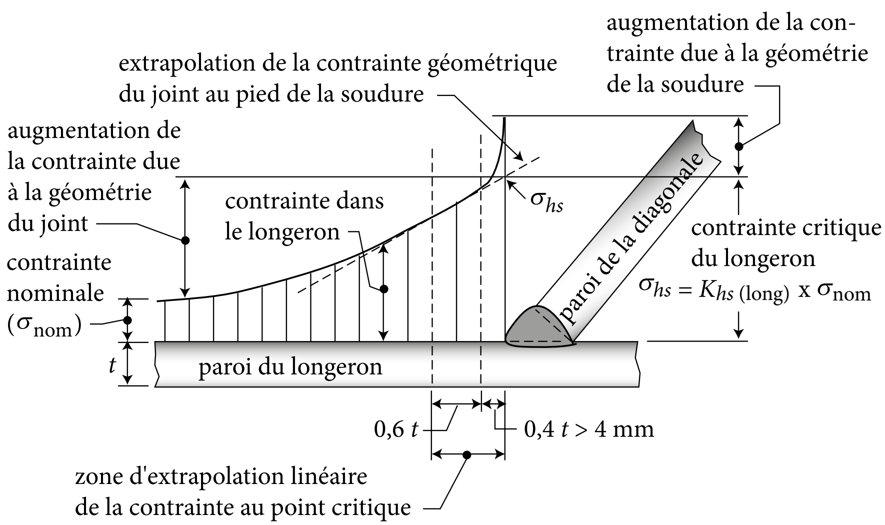
$$K_{hs} = \frac{\sigma_{hs}}{\sigma_{\text{nom}}} \tag{9.26}$$

Avec la méthode du point critique, on sépare la contribution de chacun des effets généralement implicitement considérés dans les diagrammes S - N. Certains sont évalués explicitement par une analyse ou des essais, alors que d'autres continuent à être pris en charge par la ou les courbes S - N utilisées dans la méthode. Certaines versions de la méthode du point critique font appel à plus d'une courbe S-N. C'est le cas, entre autres des méthodes proposées dans les éditions les plus récentes des références [9.20] et [9.22].

En Amérique du Nord, peu de travaux de recherche ont été réalisés pour établir une courbe S - N appropriée pour l'aluminium. La courbe de la catégorie de détails B de la référence [9.23] a été proposée pour être utilisée dans la méthode du point critique[9.1]. La catégorie *B* inclut les soudures longitudinales à rainure. Ce type de soudure n'a pas de caractéristiques géométriques très particulières qui doivent être prises en compte dans une analyse, comme c'est le cas pour la soudure de la figure 9.38. De plus, il présente des contraintes résiduelles de traction élevées et tous les autres défauts qui peuvent être engendrés lors du soudage, y compris la zone affectée thermiquement. La courbe de la catégorie *B* semble donc tout indiquée, comme semble le prouver l'étude rapportée dans la référence [9.1]. Cette courbe est tracée sur la figure 9.39.



a) Identification du point critique dans un assemblage tubulaire en aluminium



Notes : • L'influence de la diagonale en compression sur les contraintes n'est pas représentée pour fins de simplification.

• Une distribution équivalente des contraintes et un coefficient de concentration de contrainte $K_{hs\,(diag)}$ existent aussi pour la diagonale.

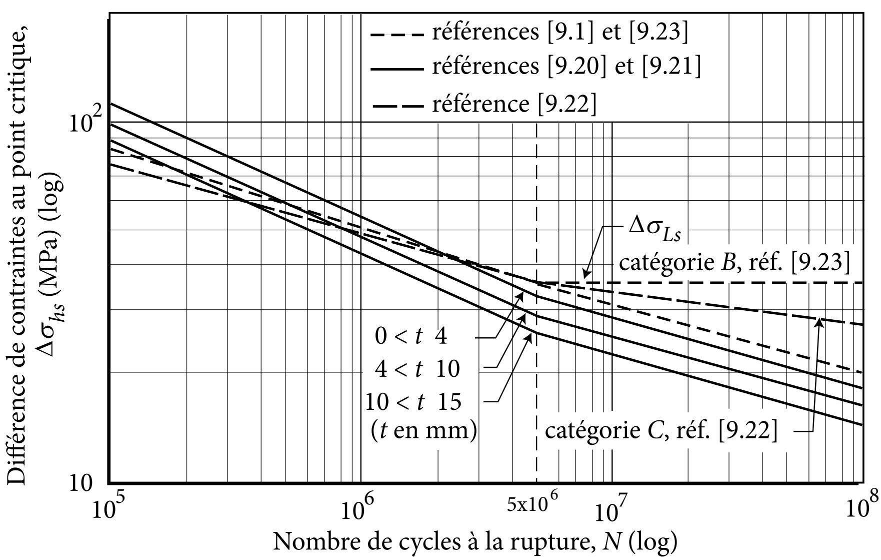
b) Distribution des contraintes dans le longeron

FIGURE 9.38 Exemple de détermination de la contrainte au point critique

Pour ce qui est de l'Europe, l'édition 1998 de la référence [9.20], modifiée selon les résultats des travaux rapportés dans la référence [9.21], contient quelques recommandations pour l'utilisation de la méthode du point critique et, à l'image de ce qui se fait pour l'acier [9.47], propose l'utilisation de quelques courbes en fonction de l'épaisseur de la paroi considérée. Il s'agit, en quelque sorte, d'une façon de tenir compte de l'influence de l'épaisseur des parois sur la résistance à la fatigue (voir la section 9.3.8 et l'équation 9.15).

La version antérieure de la référence [9.22], pour sa part, recommande l'utilisation de la courbe de catégorie *C*. Cette courbe croise les quatre courbes introduites plus haut, comme le montre la figure 9.39 (voir aussi la figure 9.42).

En résumé, la méthode consiste à évaluer de façon précise la variation de la contrainte géométrique ($\Delta\sigma_{hs}$) au pied d'un cordon de soudure, de la façon indiquée sur la figure 9.38, et à utiliser cette contrainte pour déterminer la durée de vie de l'ouvrage (N) à l'aide de la courbe S-N appropriée de la figure 9.39, à titre d'exemple, (voir l'exemple 2 à la section 9.7).



Note: les courbes *S-N* proposées sont celles des éditions antérieures des références [9.20], [9.22] et [9.23]

FIGURE 9.39 Courbes *S-N* adaptées à la méthode du point critique

9.5 MÉTHODES D'INTERVENTION

Comme pour les structures sollicitées de façon statique, les structures sujettes à la fatigue requièrent certaines interventions dans le but d'assurer leur intégrité : inspection, amélioration, prévention, réparation et renforcement, pour ne citer que celles-là. La différence est que non seulement certaines sont particulières, mais elles sont aussi plus fréquentes.

L'objectif de cette section est de faire *un survol* des principales méthodes d'intervention qui caractérisent les structures sollicitées en fatigue dans le but de mettre le lecteur sur des pistes et non d'en faire un spécialiste.

9.5.1 Inspection

L'ingénieur de conception a la responsabilité d'évaluer la durée de vie en fatigue d'une structure nouvelle ou déjà en service et, si nécessaire, d'établir un protocole d'inspection. Si l'inspection révèle la présence de fissures, sa responsabilité l'engage à proposer des recommandations sur les actions à prendre : réparation, renforcement, intervention sur les charges ou remplacement de la structure. Quelle que soit l'intervention, elle requiert une bonne connaissance de la théorie de la fatigue ou de la propagation des fissures et une bonne dose d'expérience.

Lorsqu'une fissure est identifiée dans une structure, le risque est grand qu'il y en ait d'autres. La réparation d'une seule fissure ne suffit donc pas. De plus, si aucune action n'est prise pour *éliminer la cause de la fatigue*, des fissures apparaîtront ailleurs dans la structure. La découverte de fissures doit donc être prise sérieusement et doit entraîner l'intervention de spécialistes.

Pour la fissuration, un protocole d'intervention acceptable comprend les étapes suivantes :

1. Procéder à une analyse pour déterminer la durée de vie d'une nouvelle structure ou la durée de vie résiduelle d'une structure existante. Les points critiques de la structure sont ainsi identifiés.
2. Localiser les points critiques sur les plans.
3. Au besoin, proposer un protocole d'inspection de la structure et insister pour que les inspections soient conduites par du personnel qualifié.
4. Si des fissures sont identifiées, proposer des méthodes adéquates de réparation et de nouvelles procédures d'inspection.

La découverte de fissures dans un ouvrage peut entraîner les actions suivantes :

1. La fermeture d'une structure lorsqu'elle n'est plus en mesure de remplir ses fonctions.
2. Une réduction des charges, pour que la structure soit utilisée sécuritairement.
3. En raison de son hyperstaticité, la structure étant jugée sécuritaire sous les charges existantes, l'établissement d'un programme d'inspection plus serré et, possiblement, des réparations mineures.

L'inspection d'une structure pour la fatigue est généralement une opération difficile et coûteuse. La préidentification des zones critiques pour la fissuration facilite cette opération, mais une inspection plus générale est parfois requise.

Plusieurs méthodes d'identification des fissures de fatigue sont mises à la disposition des inspecteurs; chacune a ses mérites et ses limites d'application.

1. **Inspection visuelle –** La première inspection doit toujours être visuelle et être effectuée avant que les surfaces ne soient nettoyées. C'est ainsi que peuvent être rapidement identifiées les fissures les plus importantes, donc les plus critiques. Une loupe (10×) et un bon éclairage sont les outils de base de l'inspecteur pour ce mode d'investigation.
2. **Liquide pénétrant coloré –** C'est la méthode la plus courante et la moins dispendieuse.
3. **Ultrasons –** Cette méthode permet la détection de petites fissures, même cachées, dans des plaques de plus de 3 mm d'épaisseur. Elle doit toutefois être utilisée par des inspecteurs très expérimentés.
4. **Émissions acoustiques –** La méthode utilise des ondes sonores de très haute fréquence comme dans le cas précédent, mais elle est plus limitée dans ses applications puisqu'elle ne permet pas toujours la détection des petites fissures. Elle n'est pas tout à fait adaptée à l'inspection des ponts.
5. **Rayons X –** La méthode permet surtout de mesurer le manque de fusion des soudures à rainure et nécessite un bon contrôle.
6. **Carottage –** L'essai n'est pas toujours destructif et permet d'interpréter les résultats obtenus par d'autres techniques, comme les ultrasons. Les bords du trou sont meulés et un liquide pénétrant est utilisé pour vérifier si la fissure ne se propage pas au-delà du trou. Un boulon en acier galvanisé à haute résistance peut être inséré dans le trou et être précontraint pour stabiliser la fissure.

9.5.2 Amélioration

On a vu, à la section 9.3.2 (figure 9.11), que les soudures contiennent des anomalies externes (surépaisseur, sous-épaisseur, caniveaux, décalage des bords) ou internes (fissures, défauts de collage, manque de pénétration, inclusion et pores) qui constituent des *fissures initiales* et créent des *concentrations de contraintes*. Ces anomalies se situent dans des zones de discontinuités géométriques créées par les changements de section dans un détail soudé. L'ensemble de ces effets se produit en général dans la zone influencée thermiquement par la soudure, dans laquelle des contraintes résiduelles, souvent de traction, sont présentes (section 9.3.3). Les pieds des cordons de soudure constituent un endroit particulièrement sensible à ces concentrations de contraintes et à ces contraintes résiduelles.

Les traitements d'amélioration (ou méthodes de parachèvement) ont pour but de réduire les effets néfastes des concentrations de contrainte et des contraintes résiduelles de traction pour améliorer la résistance à la fatigue des détails de construction. La résistance d'un joint bout à bout, par exemple, peut être sensiblement augmentée lorsqu'il est meulé (changement de catégorie de détails ; voir les figures 9.21 et 9.22) et la résistance d'une soudure longitudinale augmente lorsque la discontinuité de la soudure est supprimée. Dans le premier cas, on supprime l'effet d'entaille du caniveau et, dans le deuxième cas, on supprime les concentrations de contraintes à chaque extrémité de petits tronçons de soudure. Une augmentation supplémentaire peut être obtenue par des soudages automatiques, qui permettent de réduire le nombre de discontinuités dues aux arrêts de soudage.

Il existe par ailleurs des traitements d'amélioration pouvant être appliqués spécifiquement au pied des cordons de soudure utilisés pour fixer, par exemple, des attaches, des raidisseurs ou des goussets. On distingue deux groupes de traitements[9.5] :

1. Le premier groupe comprend les méthodes destinées à améliorer la forme géométrique, en enlevant en même temps, dans la mesure du possible, les anomalies situées au pied du cordon de soudure. Le *meulage* et le *fraisage* sont actuellement les méthodes les plus couramment employées, même s'il semble qu'elles ne conduisent pas toujours à de grandes améliorations. Ces techniques sont illustrées sur la figure 9.40 [9.20]. D'autres techniques, telles que la refusion GTAW (sans métal d'apport) ou PAW (voir la section 8.3), qui consistent en une refonte des zones critiques, sont parfois plus efficaces [9.5], mais les opinions sont partagées, comme en font foi les résultats présentés sur la figure 9.41 [9.1, 9.51].

2. Le second groupe de traitements a pour but d'introduire des *contraintes résiduelles de compression*, à la place de celles de traction, aux endroits contenant les anomalies de soudure. De telles contraintes résiduelles sont dues à la plastification locale créée par le martelage à l'aide d'un burin, d'aiguilles ou par grenaillage; le martelage avec un burin étant le plus efficace [9.52]. Ce sont les contraintes résiduelles de compression qui ont pour effet de garder la fissure fermée pour la totalité ou une partie du cycle de gamme de contraintes ($\Delta\sigma$) appliqué (voir la figure 9.1). Seule une partie réduite de la gamme de contraintes contribue à la propagation de fissure, ce qui peut augmenter, parfois sensiblement, la durée de vie (jusqu'à 5 à 10 fois pour le martelage avec un burin).

   Les trous de boulons dans les éléments en aluminium peuvent être soumis à une expansion à froid afin d'augmenter leur résistance à la fatigue [9.2].

On peut dire, d'une manière générale, que le second groupe de traitements est plus efficace que le premier, et que les traitements d'amélioration sont plus efficaces pour des détails de construction ayant une faible résistance à la fatigue. Il est cependant nécessaire de mentionner qu'il est actuellement encore difficile de contrôler la qualité des traitements d'amélioration appliqués. *Une fois le détail amélioré, il est* *important de vérifier lequel des détails attenants devient à son tour déterminant.* Il convient de répéter qu'aucun traitement d'amélioration ne peut remplacer la réflexion nécessaire au début du projet pour concevoir des détails de construction ayant une bonne résistance à la fatigue.

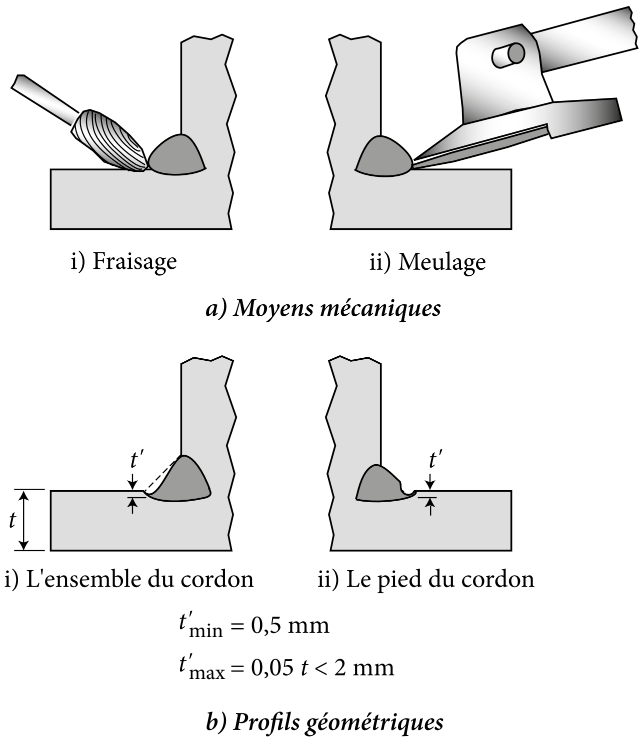
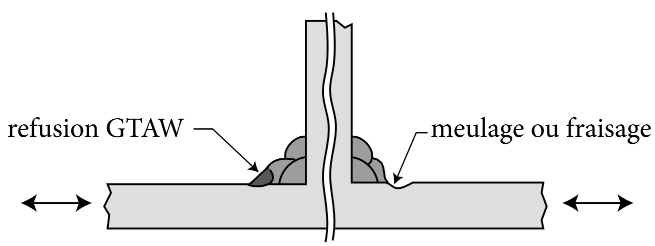


FIGURE 9.40 Techniques d'amélioration de la résistance à la fatigue de cordons de soudure



Méthode d'amélioration	Durée de vie de la soudure améliorée / Durée de vie de la soudure originale
Refusion GTAW	1,3 à 2,2
Meulage ou fraisage	3,8 à 6,2

FIGURE 9.41 Influence des techniques d'amélioration des cordons de soudure d'angle sur la durée de vie de l'assemblage[9.51]

À l'étape de la fabrication, il est possible d'*améliorer* la tenue en fatigue des assemblages en exerçant un bon contrôle des paramètres de soudage pour éviter la formation de défauts et une bonne maîtrise de l'accostage et du bridage pour réduire les dénivellations, les défauts angulaires et, dans une certaine mesure, les contraintes résiduelles. Enfin, dans les structures d'aluminium, il est toujours avantageux du point de vue de la fatigue, de placer les soudures dans les zones de moindres sollicitations.

9.5.3 Prévention

Comme on l'a mentionné plus haut, lorsqu'une fissure est découverte à un endroit donné d'une structure, il est fort probable qu'il y ait fissuration ailleurs dans la structure. En conséquence, si rien n'est fait pour améliorer les conditions de fatigue à ces endroits, les fissures se propageront et entraîneront inévitablement la ruine de l'ouvrage. Il faut donc localiser ces zones potentielles de fissuration et prendre les mesures nécessaires pour améliorer leur résistance à la fatigue ou, encore mieux, pour *prévenir* la fissuration.

Il a été prouvé que les mesures visant à diminuer les gammes de contraintes dans la structure sont les plus efficaces pour prévenir le développement supplémentaire des fissures[9.1, 9.2, 9.45]. Il faut toutefois s'assurer que la susceptibilité à la fissuration par fatigue n'est pas augmentée ailleurs dans la structure par suite des mesures qui ont été prises. C'est ce qui risque de se produire lorsque la rigidité locale de la structure est modifiée et que la réponse de la structure aux vibrations et aux charges est altérée.

Il existe une série de mesures efficaces qui visent à prévenir l'accroissement de la fissuration, ou encore, à améliorer le comportement global ou local en fatigue d'une structure à l'étape de la conception[9.2, 9.45] :

1. Réduire les gammes de contraintes.
2. Réduire le nombre des cycles de gamme de contraintes critiques.
3. Réduire les risques d'amplification dynamique, tel l'impact ou la résonance. Il suffit, dans ce dernier cas, d'augmenter la rigidité pour que la fréquence propre de la structure se situe au-dessus des fréquences dangereuses ou d'ajouter du poids, pour réduire l'amplitude au-dessous du niveau dangereux (figure 9.24). Pour les structures tubulaires, installer des dispositifs de déviation (lames hélicoïdales, ailettes longitudinales) pour empêcher la formation de tourbillons alternés (figure 3.9).
4. Abaisser le niveau des vibrations en augmentant l'amortissement, en ajoutant du poids ou en intervenant au niveau des supports et des appuis de la structure. Il est ainsi possible d'introduire des éléments glissants pour absorber l'énergie par friction, d'ajouter des dispositifs de retenue, tels que

des haubans ou d'introduire des dispositifs capables d'amortir ou de détruire la régularité de l'oscillation, comme :

- un simple câble suspendu dans un mât tubulaire;
- quelques masses attachées à des amortisseurs hydrauliques;
- des amortisseurs à résonance, accordés sur la fréquence propre de la structure;
- une masse, maintenue avec un certain jeu, de façon que tout mouvement provoque un choc sur la masse.

5. Utiliser des techniques pour améliorer la résistance à la fatigue de la structure à des endroits jugés critiques (section 9.5.2).
6. Percer un trou à la pointe des fissures pour en ralentir ou en arrêter la propagation (sections 9.5.1 et 9.5.4).
7. Prendre des dispositions contre la corrosion de façon à s'assurer que la résistance à la fatigue des structures exposées à des environnements corrosifs ne soit pas affectée (section 9.3.9).

9.5.4 Réparation et renforcement

La réparation d'un élément fissuré est une option évidente, mais il en existe d'autres qui méritent qu'on s'y attarde, tels que la stratégie d'endommagement contrôlé (section 9.4.2) ou le remplacement de l'élément.

Lorsque la stratégie d'endommagement contrôlé est adoptée, aucune action immédiate n'est entreprise pour réparer la fissure ou remplacer l'élément. Parfois, cependant, un simple trou est pratiqué *à la pointe de la fissure* pour ralentir la propagation de cette dernière. Les réparations sont alors repoussées dans le temps et sont généralement effectuées lorsque le problème a été bien analysé ou lorsqu'une période plus propice pour les réparations se présente. Cette approche ne doit toutefois pas être utilisée lorsque l'élément fissuré est un *élément principal* d'une structure hyperstatique ou que la structure est isostatique. En principe, la stratégie d'endommagement contrôlé doit être évitée lorsque la rupture de l'élément fissuré peut entraîner la ruine ou l'effondrement de l'ouvrage, lorsqu'un programme d'inspections régulières ne peut être réalisé ou lorsqu'un accroissement de la fissuration risque d'augmenter les coûts de réparation de façon significative[9.2].

Généralement, la réparation des fissures s'avère une option valable lorsque les réparations sont bien effectuées. Toutefois, lorsqu'on répare des fissures de fatigue, il faut constamment se rappeler que *la réparation des soudures ne réussit pratiquement jamais* et qu'en conséquence, les soudures ne doivent être réparées qu'en tout dernier recours.

La liste qui suit présente, dans un ordre décroissant d'efficacité, les principales mesures auxquelles on a généralement recours pour réparer tant les structures d'acier que les structures d'aluminium[9.2] :

1. Placer des plaques de recouvrement sur la fissure de façon à fournir un autre chemin pour les contraintes et réduire les mouvements de la fissure. De préférence, les plaques sont disposées sur chaque côté de la fissure et sont reliées à l'aide de boulons à haute résistance en acier galvanisé pour les structures d'aluminium. Généralement, d'autres mesures accompagnent celles-ci (voir la section précédente et ce qui suit).

2. Percer un trou à la pointe de la fissure et y insérer un boulon en acier galvanisé à haute résistance. Il existe de l'information dans la littérature sur la dimension des trous à fournir pour contrer efficacement la propagation de la fissure[9.53]. Le perçage d'un trou a pour effet de réduire substantiellement la concentration des contraintes à la pointe de la fissure, comme on peut le voir sur la figure 9.4. Le boulon précontraint, pour sa part, introduit des contraintes de compression qui limitent ou réduisent, en grande partie, les contraintes de traction qui cherchent à ouvrir la fissure.

3. Enlever et remplacer l'élément ou une portion de l'élément fissuré de façon à reproduire les conditions d'origine. Chercher ensuite à améliorer les conditions de fatigue (sections 9.5.2 et 9.5.3). Cette mesure est efficace lorsque les fissures prennent naissance au pied d'un cordon de soudure et lorsqu'il est déterminé que la fissuration ne se produira pas ailleurs.

4. Buriner la fissure, remplir la rainure avec un métal d'apport approprié, araser la soudure, polir et inspecter la réparation à l'aide d'un appareil à rayons X.

5. À l'aide d'un burin, marteler le pied d'une extrémité de cordon qui est orientée perpendiculairement à l'axe des contraintes dans le but d'empêcher les petites fissures (moins de 3 mm de longueur) de se propager (voir la section 9.5.2). Le détail se trouve ainsi généralement amélioré d'une catégorie.

6. Refusionner le pied des cordons à l'aide de la méthode GTAW, tel que déjà mentionné à la section 9.5.2. Cette technique a aussi pour effet d'améliorer le détail structural d'une catégorie. Toutefois, la technique est difficile à appliquer sur le site à cause des vibrations de la structure[9.2].

Il convient de rappeler, en terminant, que quelle que soit la méthode de réparation ou de renforcement utilisée, il faut toujours chercher à améliorer la résistance du détail ou à abaisser le niveau des sollicitations (sections 9.5.2 et 9.5.3). De plus, il faut s'assurer que la fissuration ne se produira pas ailleurs dans la structure, comme conséquence de l'intervention.

9.6 APPROCHE À LA NORMALISATION

Dans cette section, les recommandations pour la fatigue des trois normes auxquelles on a souvent fait référence dans les chapitres précédents sont passées en revue : la norme canadienne CSA S157-17, *Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium*[9.22]; la norme américaine, THE ALUMINUM ASSOCIATION, *Aluminum Design Manual, Part 1-B Specification for aluminum structures*[9.23]; la norme européenne, EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, Eurocode 9 : *Design of aluminum structures-Part 1-3: Structures susceptible to fatigue*[9.20].

Puisque les fondements théoriques de ces normes ont été, pour l'essentiel, introduits dans les autres sections de ce chapitre, la présentation sera brève et plutôt schématique afin d'éviter les répétitions. Seule l'édition 2005 de la norme canadienne [9.22] sera présentée au complet. On se limitera, pour l'édition la plus récente de la norme canadienne et pour les autres, à présenter l'essentiel des recommandations et à commenter. On évitera aussi les dédoublements qui auraient eu pour effet de rendre le texte beaucoup trop lourd. Il sera donc essentiel de posséder une copie de la norme canadienne[9.22], américaine [9.23] ou européenne [9.20] pour quiconque voudra procéder à un calcul de fatigue sur la base des recommandations de l'une ou l'autre de ces normes.

De toute évidence, c'est la norme européenne qui est la plus complète, la plus détaillée, mais aussi la plus complexe à utiliser. La matière présentée dans le présent chapitre devrait toutefois en faciliter la compréhension. Les exemples présentés à la section 9.7 permettent de comparer les différentes recommandations pour le calcul de la résistance des structures à la fatigue.

9.6.1 Recommandations canadiennes

Dans son édition antérieure, soit celle de l'année 2005, la norme canadienne avait adopté une approche de calcul pour l'évaluation de la résistance à la fatigue qui s'apparentait à la méthode européenne. Les courbes S-N avaient donc deux pentes distinctes m_1 et m_2, tel qu'illustré sur la figure 9.21. Puisque les catégories de détails de la norme canadienne de calcul des charpentes d'acier[9.56] et de la norme américaine de calcul des charpentes d'aluminium[9.23] étaient définis de façon beaucoup plus explicites, il a été décidé d'adopter les modèles de ces normes dans l'édition la plus récente de la norme canadienne[9.22]. Les courbes S-N présentent donc une pente m_1 unique sur toute la longueur du diagramme.

Recommandations de l'édition 2005 de la référence [9.22]

Dans son édition 2005, la référence [9.22] recommandait l'utilisation du diagramme S-N présenté sur la figure 9.42. Ce diagramme contient six catégories de détails structuraux (sept, dans les faits) qui sont représentées sur la figure 9.43 et définies dans le texte qui suit.

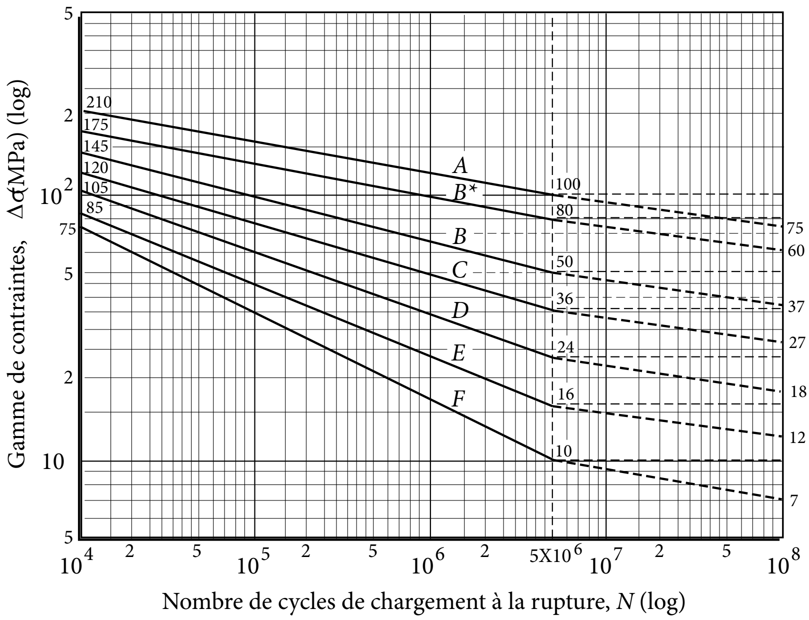


FIGURE 9.42 Courbes *S-N* de l'édition 2005 de la référence [9.22]

Catégorie *A*

- Métal de base présentant une surface laminée, extrudée ou une surface usinée équivalente exempte d'imperfection évidente pouvant être le lieu de concentration de contraintes.

Catégorie *B*

- Soudures à rainure mécaniques, à pénétration complète réalisée sur les deux bords, présentant un léger renforcement et dont la tangente au pied du cordon n'excède pas 30°;
- Contraintes sur la section nette du métal de base dans les assemblages rivetés ou boulonnés à double recouvrement.

Catégorie *B**

- Soudures de la catégorie *B* mais de qualité supérieure, avec renforcement arasé et intégrité vérifiée par un contrôle de qualité non destructif.

Catégorie *C*

- Soudures d'angle continues, sollicitées longitudinalement et réalisées sans interruption pendant le soudage;
- Soudures à rainure, *manuelles*, longitudinales ou transversales, à pénétration complète réalisée sur les deux bords et présentant un renforcement normal ou plus épais du cordon. La tangente au pied du cordon *transversal* ne doit pas excéder 50°. Les cordons transversaux avec un angle de la tangente au pied supérieur à 50° appartiennent à la catégorie *D*.

Catégorie *D*

- Soudures à rainure à pénétration complète réalisées d'un seul côté, avec ou sans support envers permanent;
- Métal de base au droit des soudures d'angle transversales directement sollicitées ou non;
- Soudures d'angle continues, sollicitées longitudinalement et présentant des interruptions de réalisation;
- Pièces comportant des joints en T soudés sur les deux bords à l'aide de soudures à rainure à pénétration complète.

Catégorie *E*

- Pièces comportant des joints en T soudés sur les deux bords à l'aide de soudure sans pénétration complète ou soudés sur un seul bord avec une soudure à rainure à pénétration complète ;
- Pièces dont l'âme et les semelles sont reliées à l'aide de soudures d'angle intermittentes ;
- Pièces avec tenons (goussets, raidisseurs) *longitudinaux* non chargés, reliés à l'aide de soudures à rainure ou soudures d'angle;
- Soudures à rainure avec support envers permanent, sollicitées transversalement.

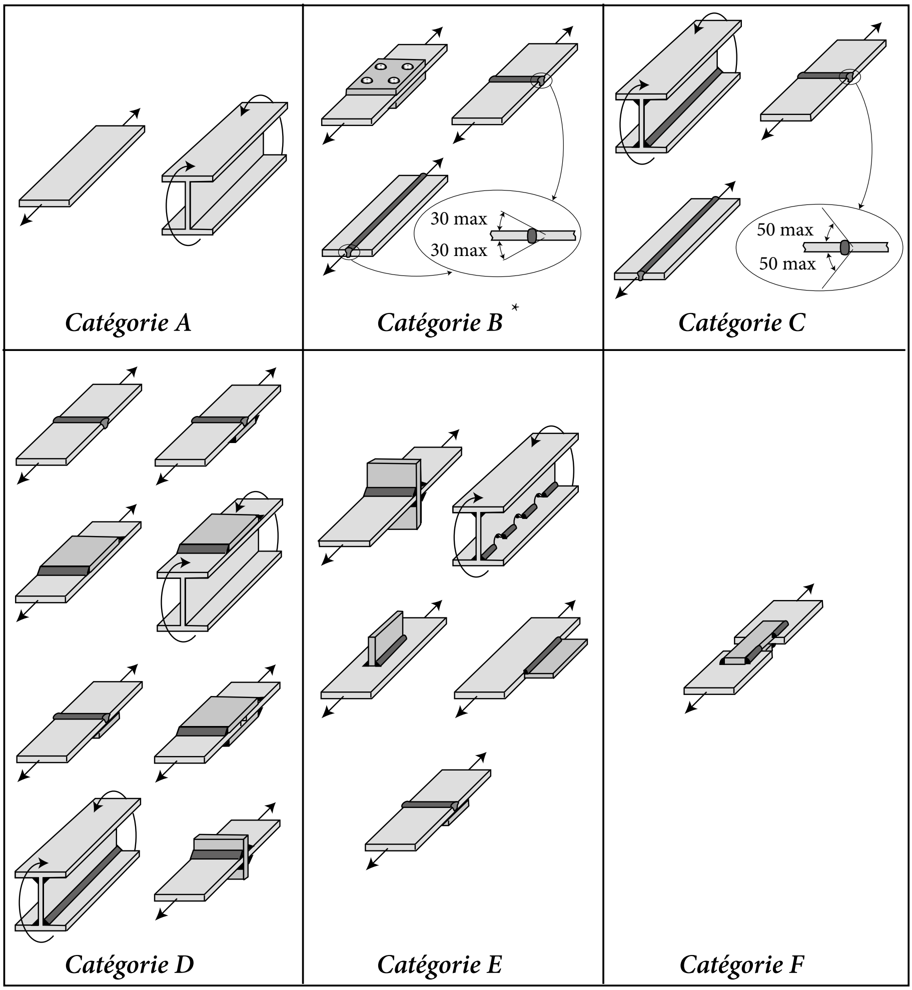
Catégorie *F*

- Contrainte moyenne exercée sur la gorge des soudures d'angle longitudinales ou transversales;
- Contrainte dans le métal de base à l'extrémité de soudures d'angle longitudinales directement chargées.

Il n'existe toutefois pas de catégorie confirmée pour plusieurs types courants d'assemblages, tels les assemblages mécaniques autres que les joints à double recouvrement ou les assemblages entre profilés tubulaires. Le concepteur doit alors faire appel à son jugement ou utiliser l'information véhiculée par d'autres codes et normes ou la littérature. Pour les assemblages entre profilés tubulaires, il est souvent préférable d'utiliser la méthode du point critique, décrite à la section 9.4.6, pour évaluer la résistance à la fatigue de l'assemblage.

Lorsque c'est le spectre de charge qui peut difficilement être évalué (section 9.4.4), il est recommandé, pour le détail structural considéré, d'utiliser de façon sécuritaire la valeur de la limite d'endurance supérieure, définie à 5×10^6 cycles, pour toutes les amplitudes de contraintes dont le nombre de cycles risque d'être supérieur à 10^6 cycles. Bien entendu, lorsque le spectre de charge est connu et que la catégorie de détails est bien identifiée, les méthodes décrites aux sections 9.4.3 et 9.4.4 s'appliquent, y compris la règle de Miner (équation 9.20), pour la détermination de la résistance à la fatigue ou de l'espérance de vie de la structure.

Les courbes S - N de l'édition 2005 de la référence [9.22] ont été dérivées en considérant essentiellement des spécimens de laboratoire à échelle réduite, bien que la provenance des résultats d'essai ne soit pas clairement établie dans la norme [9.1, 9.10]. C'est une des raisons pour laquelle l'utilisation de l'équation (9.15) était recommandée pour les plaques épaisses. De plus, les courbes n'ont pas été obtenues statistiquement, selon la méthode décrite à la section 9.1.5 (figure 9.3), mais elles ont été tracées graphiquement en considérant les limites inférieures des résultats d'essais [9.1].



Les flèches définissent la direction de la sollicitation, typ.

* Les assemblages de la catégorie *B*, avec soudures à rainure de qualité supérieure, peuvent être classés dans la catégorie *B** (voir la figure 9.42 et la définition des catégories).

FIGURE 9.43 Catégories de détails structuraux de l'édition 2005 de la référence [9.22]

On constate aussi, sur la figure 9.42, que les courbes ont été extrapolées jusqu'à $N = 10^4$ cycles où elles peuvent être requises pour certains assemblages soudés. Il convient toutefois de souligner que les contraintes à faibles cycles de chargement ($N < 10^5$ cycles pour les pièces et assemblages non soudés et $N < 2 \times 10^4$ pour les assemblages soudés) peuvent être contrôlées par les états limites ultimes statiques plutôt que les états limites de fatigue. Il faut alors appliquer les facteurs de pondération appropriés (voir la section 4.5).

Rappelons que l'édition antérieure de la référence [9.22] recommandait l'utilisation de la courbe de catégorie C dans une méthode comme celle du point critique (section 9.4) lorsque la contrainte géométrique (σ_{hs}) ou le coefficient de concentration des contraintes (K_{hs}) définies par l'équation (9.26), peuvent être déterminés par une analyse numérique ou à l'aide d'essais en laboratoire. Cette recommandation pourrait être reconduite, à moins d'avis contraire.

Lorsque les courbes S - N de la figure 9.42 sont utilisées et que la membrure susceptible de fissurer en fatigue est une *membrure principale* de la structure, c'est-à-dire une membrure qui entraînerait l'effondrement de la structure si elle se fracturait, il est recommandé d'appliquer un coefficient de tenue (ϕ) égal à 0,75 aux gammes de contraintes *admissibles*. Dans tous les autres cas, ϕ est égal à l'unité. Il est enfin utile de rappeler que le coefficient d'amplification des charges (α) est aussi toujours égal à l'unité.

Recommandations de la référence [9.22]

Dans sa dernière édition (1917, R2022), la norme canadienne de calcul des charpentes d'aluminium a fait un virage significatif en s'alignant sur la norme canadienne de calcul des charpentes d'acier (référence [9.56]) pour les catégories de détails ainsi que sur les éditions 2010 de la référence [9.23] et 2007 de la référence [9.57] pour les courbes S-N. Le diagramme retenu contient cinq courbes et est présenté sur la figure 9.44.

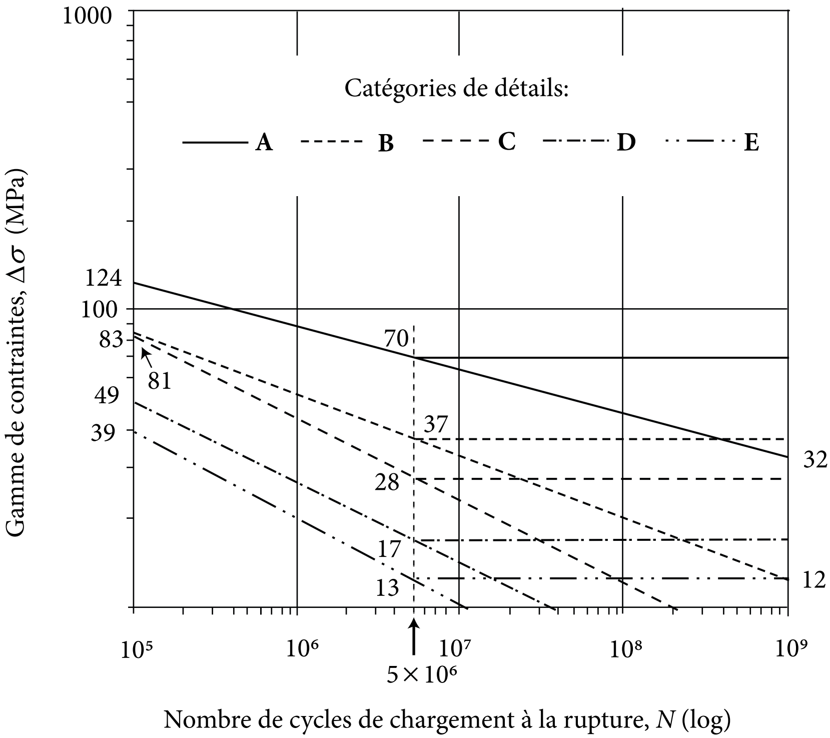


FIGURE 9.44 Courbes *S-N* de la référence [9.22]

Les courbes S-N sont définies par l'équation suivante, dérivée de l'équation (9.3) pour des charges à amplitude constante, avec les paramètres donnés au tableau 9.3.

$$\Delta\sigma = CN^{-\frac{1}{m}} \tag{9.27}$$

La référence [9.22] utilise cependant une formulation et des variables différentes, mais l'équation est en tout point équivalente à l'équation (9.27) :

$$F_{sr} = \left(\frac{\gamma}{nN}\right)^{\frac{1}{m}} \geq F_{srt} \tag{9.28}$$

Dans l'équation (9.28), $F_{sr} = \Delta\sigma$, γ est une constante de résistance à la fatigue, présentée au tableau 9.3, $F_{srt} = \Delta\sigma_{Ls}$, n représente le nombre de cycles de la gamme de contraintes dans une situation donnée pour chaque charge appliquée et N représente le nombre de charges appliquées. Par exemple, n peut représenter le nombre de cycles de la gamme de contraintes lors du passage d'un train et N, le nombre de passages d'un train. Ainsi, $nN = N$ de l'équation (9.27). On comprendra que N n'a pas la même définition dans chacune des équations (9.27) et (9.28).

Les dommages totaux dus aux charges à amplitude variable qui donnent lieu à de la fatigue doivent satisfaire la règle de Miner définie par l'équation (9.20).

TABLEAU 9.3 Constantes de résistance et limites d'endurance à amplitude constante

Catégorie de détails	Constante γ	C^* (MPa)	Pente m	Limite d'endurance $\Delta\sigma_{Ls}$ (MPa)
A	$21{,}7 \times 10^{18}$	665	6,85	70
B	199×10^{12}	900	4,84	37
C	894×10^{9}	1920	3,64	28
D	206×10^{9}	1080	3,73	17
E	$31{,}1 \times 10^{9}$	1100	3,45	13

* $C = \gamma^{\frac{1}{m}}$

On remarque qu'une seule pente (m) définit chacune des courbes entre les limites $N = 10^5$ et $N \approx 10^8$ et que la pente varie en fonction des cinq catégories de détails structuraux. Les courbes *S-N* des catégories *A* à *E* ne sont donc pas parallèles. Puisque la pente est continue, ce qui est sécuritaire par rapport à une courbe *S-N* définie par deux pentes, comme celles de la figure 9.42, les calculs d'endommagement pour des sollicitations à amplitude variable sont facilités pour toutes les gammes de contraintes (section 9.4.4).

Tel que déjà mentionné, les catégories de détails retenues par la référence [9.22] sont celles de la référence [9.56], qui *s'apparentent à quelques détails près* à celles de la référence [9.23] montrées sur la figure 9.46. On remarque, à prime abord, que le classement est différent de celui de l'édition 2005 de la référence [9.22] et qu'on trouve des détails structuraux qui n'étaient pas directement couverts par cette norme. Par exemple, les raidisseurs transversaux (détail 6), les joints mécaniques à simple recouvrement (détail 8), les soudures à rainure reliant des plaques de différentes épaisseurs ou de différentes largeurs (détails 11 et 12) et les tenons (goussets, raidisseurs), sollicités ou non, avec ou sans congé (détails 13, 14 et 16).

De toute évidence, l'information présentée sur la figure 9.44 et dans le tableau 9.3 ne peut être utilisée efficacement sans l'aide d'un long tableau et des figures correspondantes (fournis dans la référence [9.22]) qui décrivent, avec suffisamment de précision, des détails structuraux *équivalents* à ceux de la figure 9.46 et qui leur attribue une des catégories identifiées par les lettres *A* à *E* dans le tableau 9.3. Par exemple, les contraintes dans le métal de base des assemblages mécaniques sont évaluées en considérant l'aire brute pour les assemblages antiglissement et l'aire nette pour les assemblages à contact. Les assemblages à double recouvrement (détail 7) sont classés dans les catégories *B*, *D* ou *E* en fonction du paramètre *R* (équation 9.2), alors que les assemblages à simple recouvrement (détail 8) font toujours partie de la catégorie *E*, en raison des contraintes de flexion induites par l'excentricité de l'assemblage.

L'historique des essais et des développements analytiques qui ont conduit à la formulation des recommandations de la référence [9.22] est bien résumé dans la référence [9.1]. Les courbes ont été dérivées sur la base d'essais à échelle réduite et à grande échelle, réalisés tant en Amérique qu'en Europe au cours des dernières décennies. L'effet d'échelle est ainsi directement pris en compte et le recours à l'équation (9.15) n'est pas requis [9.1, 9.23]. L'effet du paramètre R est aussi directement pris en compte pour les assemblages mécaniques. Les courbes S - N recommandées ont été obtenues sur la base des calculs statistiques présentés sur la figure 9.3.

9.6.2 Recommandations américaines

Les recommandations de la référence [9.23] pour la fatigue des structures en aluminium ont été présentées dans la section précédente puisqu'elles ont été adoptées par la norme canadienne[9.22].

Les courbes S - N sont définies par l'équation (9.27) avec quelques symboles différents, dont $C_f = C$ et avec les paramètres donnés en tableau, plutôt que d'être présentées sous forme graphique comme sur la figure 9.44. En plus des cinq catégories de détails du tableau 9.3, le tableau de la référence [9.23] présente deux catégories de détail supplémentaires, soit la catégorie *F* pour des filets de soudures discontinues et la catégorie *F1* pour les soudures à la base de luminaires. Le graphique présenté dans la référence [9.23] est reproduit sur la figure 9.45. Ce schéma de courbe est à l'origine des courbes S-N de la figure 9.44.

Puisque la pente est continue, ce qui est sécuritaire par rapport à une courbe S - N définie par deux pentes, comme on l'a mentionné précédemment, les calculs d'endommagement pour des *sollicitations à amplitude variable* sont facilités pour toutes les gammes de contraintes (section 9.4.4). Il est alors possibled'utiliser l'équation (9.23) qui est une forme modifiée de l'équation de Miner (équation 9.20). La différence de contraintes ($\Delta\sigma_e$), définie par l'équation (9.23), ne doit pas excéder la valeur de $\Delta\sigma$ donnée par l'équation (9.27), dans laquelle N est remplacé par :

$$N_t = \sum_{i=1}^{k} n_i \tag{9.29}$$

$$\Delta\sigma_e \leq C_f \, N_t^{-\frac{1}{m}} \tag{9.30}$$

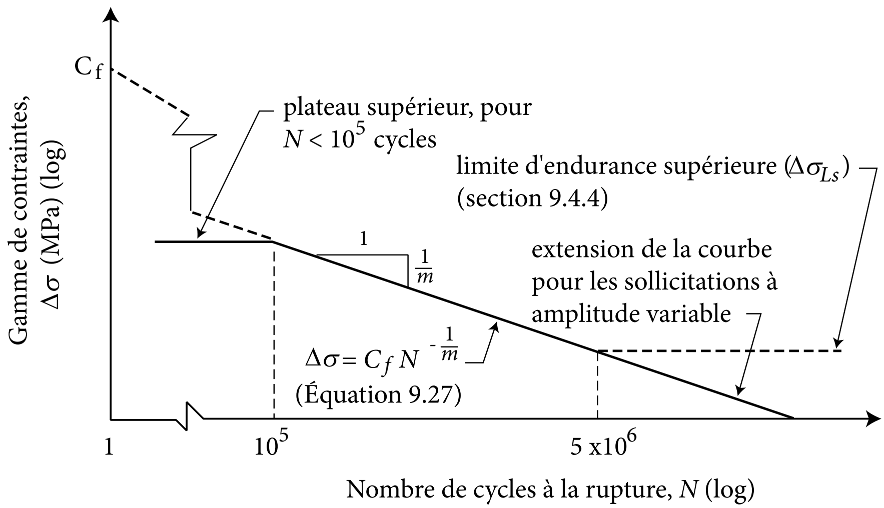


FIGURE 9.45 Définition des courbes *S-N* de la référence [9.23]

Les représentations graphiques des détails structuraux de la norme américaine[9.23] sont présentées en totalité sur la figure 9.46.

Pour la norme américaine aussi, l'information présentée sur les figures 9.45 et 9.46, ainsi que dans le tableau 9.3, ne peut être utilisée efficacement sans l'aide d'un tableau (fourni dans la référence [9.23]) qui décrit, avec suffisamment de précision, les détails structuraux de la figure 9.46 et qui leur attribue une des catégories identifiées par les lettres *A* à *E (*en fait *F1*) dans la version américaine du tableau 9.3.

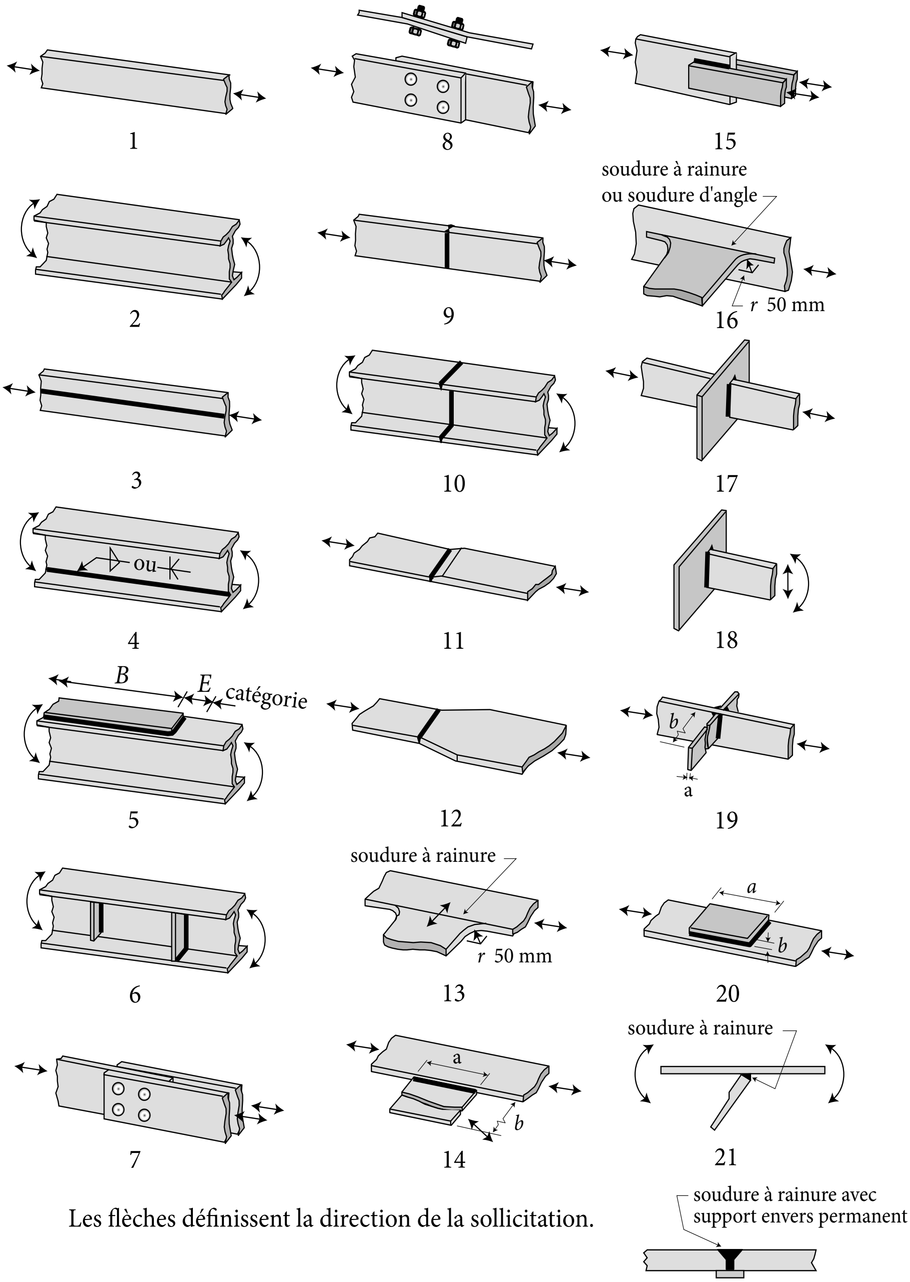


FIGURE 9.46 Représentation graphique des détails structuraux de la référence [9.23]

9.6.3 Recommandations européennes

Le reproche que l'on peut formuler à l'endroit de la norme européenne de calcul pour la fatigue[9.20], dans l'optique nord-américaine, c'est d'être trop détaillée et, en conséquence, difficile à interpréter et à appliquer. Elle n'en demeure pas moins le document le plus complet à ce jour sur le calcul de la résistance à la fatigue des structures d'aluminium. On l'apprécie lorsqu'on l'étudie en profondeur ou qu'on l'utilise pour résoudre des problèmes complexes.

Il faut reconnaître que la fatigue n'est pas un sujet facile et que l'ingénieur concepteur, en général, n'est pas toujours très familier avec cette problématique particulière. De plus, il est bien connu que le génie se pratique de façon différente en Europe et en Amérique, l'approche nord-américaine étant davantage pragmatique, donc moins orientée vers la théorie et les grandes formules de démonstration. Cette différence saute aux yeux lorsqu'on compare les normes de calcul, principalement celle qui couvre la fatigue des structures d'aluminium.

Les recommandations sont contenues dans un document qui fait un peu moins de cent pages, ce qui justifie qu'il soit considéré comme une norme entièrement vouée à la fatigue alors qu'en général, le sujet n'est traité que dans une section relativement courte par les autres normes de calcul. La norme comporte six chapitres dont le contenu est défini ci-dessous, et onze annexes qui complémentent l'information :

Chapitre 1 – Introduction (portée de la norme et définitions)
Chapitre 2 – Les bases du calcul de fatigue
Chapitre 3 – Les matériaux, produits et types de connexions
Chapitre 4 – La durabilité
Chapitre 5 – Le calcul de la résistance en fatigue
Chapitre 6 – La résistance à la fatigue et les catégories de détails

Seule l'annexe A est normative. Les dix autres sont informatives.

Annexe A – Bases de calcul pour la résistance à la fatigue
Annexe B – Propagation des fissures par la mécanique de la rupture
Annexe C – Essais de fatigue
Annexe D – Analyse des contraintes
Annexe E – Joints collés
Annexe F – Gamme de fatigue pour faibles cycles
Annexe G – Influence du rapport R
Annexe H – Amélioration des soudures pour la fatigue
Annexe I – Pièces moulées
Annexe J – Tables de catégories de détails et courbes S-N correspondantes
Annexe K – Méthode du point chaud

Les *principaux thèmes* abordés ont déjà fait l'objet d'une présentation dans le présent chapitre. Seule la question de la durabilité n'a pas été directement étudiée et sera laissée de côté malgré sa grande importance. Les chapitres et annexes qui retiendront l'attention dans la suite de la présente étude sont les chapitres 5 et 6, et les annexes *E* et *J* qui contiennent les courbes *S-N* pour les différentes catégories de détails structuraux reconnus par la norme européenne, même si les autres chapitres et annexes sont tout aussi importants.

Il convient de répéter que l'intention n'est pas de fournir toute l'information nécessaire au calcul, mais plutôt de donner un aperçu assez précis et complet de la portée de la norme. Le concepteur devrait pouvoir déterminer, à la lecture de ce qui suit, s'il trouvera dans la référence [9.20] ce qu'il ne parvient pas à trouver dans les références [9.22] et [9.23] ou dans la littérature spécialisée, sur un détail structural particulier.

Les courbes *S-N* ont été dérivées en tenant compte d'un très grand nombre d'essais effectués en laboratoire au cours de la deuxième moitié du siècle dernier et les résultats ont été compilés statistiquement sur la base des recommandations formulées à la section 9.1.5. L'historique du développement des courbes *S-N* et de la norme elle-même est présenté dans les références [9.1], [9.10] et [9.21], même si les deux premières publications sont antérieures à la publication de l'édition 1998 de la norme elle-même. Avec les correctifs proposés dans la référence [9.21], la norme[9.20] intègre pleinement les résultats de l'excellent travail de recherche et de développement qui avait conduit aux premières séries de recommandations publiées au début des années 1990[9.37, 9.54]. La norme doit donc être lue en tenant compte des correctifs proposés dans la référence [9.21]. C'est ce qui est fait dans la présente section, qui porte sur les recommandations de l'édition 1998 de la référence [9.20]. Les catégories de détail de l'édition la plus récente sont encore plus complètes et détaillées, à un point tel qu'il ne serait pas approprié dans un ouvrage comme celui-ci de fournir une telle quantité d'information. Les courbes *S-N* correspondantes sont *à toutes fins pratiques* les mêmes, en quantité et dans leurs tracés. Les modifications sont mineures. Il conviendra donc au concepteur qui voudra utiliser les recommandation de la référence [9.20] de consulter la norme elle-même. Quant à ceux qui consulteront le présent ouvrage à des fins de formation ou d'enseignement, l'information présentée sera très convenable et suffisante.

De l'édition 1998, référence [9.20] identifie sept catégories de détails structuraux regroupés de façon tout à fait différente de celles des références [9.22] et [9.23] introduites plus haut. Les principales caractéristiques de la classification sont présentées dans le tableau 9.4 et sur la figure 9.47. L'identification des catégories à l'aide des lettres *a* à *g* n'est pas celle de la norme. Cette dernière fait plutôt référence aux numéros des tableaux de détails ainsi qu'aux titres des détails eux-mêmes pour les identifier. Les numéros sur la figure 9.47 réfèrent aux détails structuraux qui sont très bien définis dans des tableaux présentés dans les références [9.20] et [9.21]. Malheureusement, ces tableaux ne sont pas reproduits dans la présente section pour ne pas alourdir le texte de façon inacceptable. Il est toutefois essentiel de s'y référer pour appliquer les recommandations de la référence [9.20] sur la fatigue de façon adéquate.

En ce qui concerne les courbes S-N qui correspondent aux détails, chaque courbe est entièrement identifiée par la gamme de contraintes de référence ($\Delta\sigma_c$), définie comme la gamme de contraintes mesurée à $N_c = 2 \times 10^6$ cycles, et la pente m_1 du segment de courbe compris entre 10^5 cycles (extrapolé, au besoin, jusqu'à 10^4 cycles) et 5×10^6 cycles (voir la figure 9.21). Chaque courbe comporte un deuxième tronçon de droite dont la pente m_2 est toujours considérée égale à $m_1 + 2$ ($m_2 = m_1 + 2$) à l'exception de la catégorie (*a*), pour laquelle $m_1 = m_2 = 7{,}0$.

TABLEAU 9.4 Caractéristiques des catégories de détails structuraux de l'édition 1998 de la norme européenne, référence [9.20]

Catégorie de détails (nº de figure)	Description	Types de soudures ou de connecteurs	Emplacement des fissures*	Nombre de courbes S-N	Pente m_1
a (9.47a)	Matériaux de base (alliages de corroyage ou coulés)	—	Dans le métal	4	7,0
b (9.47b)	Membrures avec pièces soudées	Transversales à rainure ou à angle	Dans le métal, au pied des cordons	7	3,4
c (9.47c)	Membrures avec pièces soudées	Longitudinales, à rainure ou à angle	Dans le métal, le long ou aux extrémités des cordons	6	4,3 et 3,4
d (9.47d)	Assemblages soudés entre membrures	Longitudinales ou transversales à rainure ou à angle	Dans le métal ou la soudure	13	7,0, 4,3 et 3,4
e 9.47e)	Soudures entrecroisées/poutres assemblées	Longitudinales ou transversales à rainure ou à angle	Dans le métal ou la soudure	8	4,3 et 3,4
f (9.47f)	Assemblages mécaniques à contact ou antiglissement	Boulons en acier ou en aluminium, rivets en aluminium	Dans le métal, devant ou sur le bord du trou	1	4,0
(*g*)	Assemblages collés (non considérés dans ce chapitre)			1	6,0
				Total = 40	

* Les fissures sont toujours perpendiculaires à la contrainte appliquée.

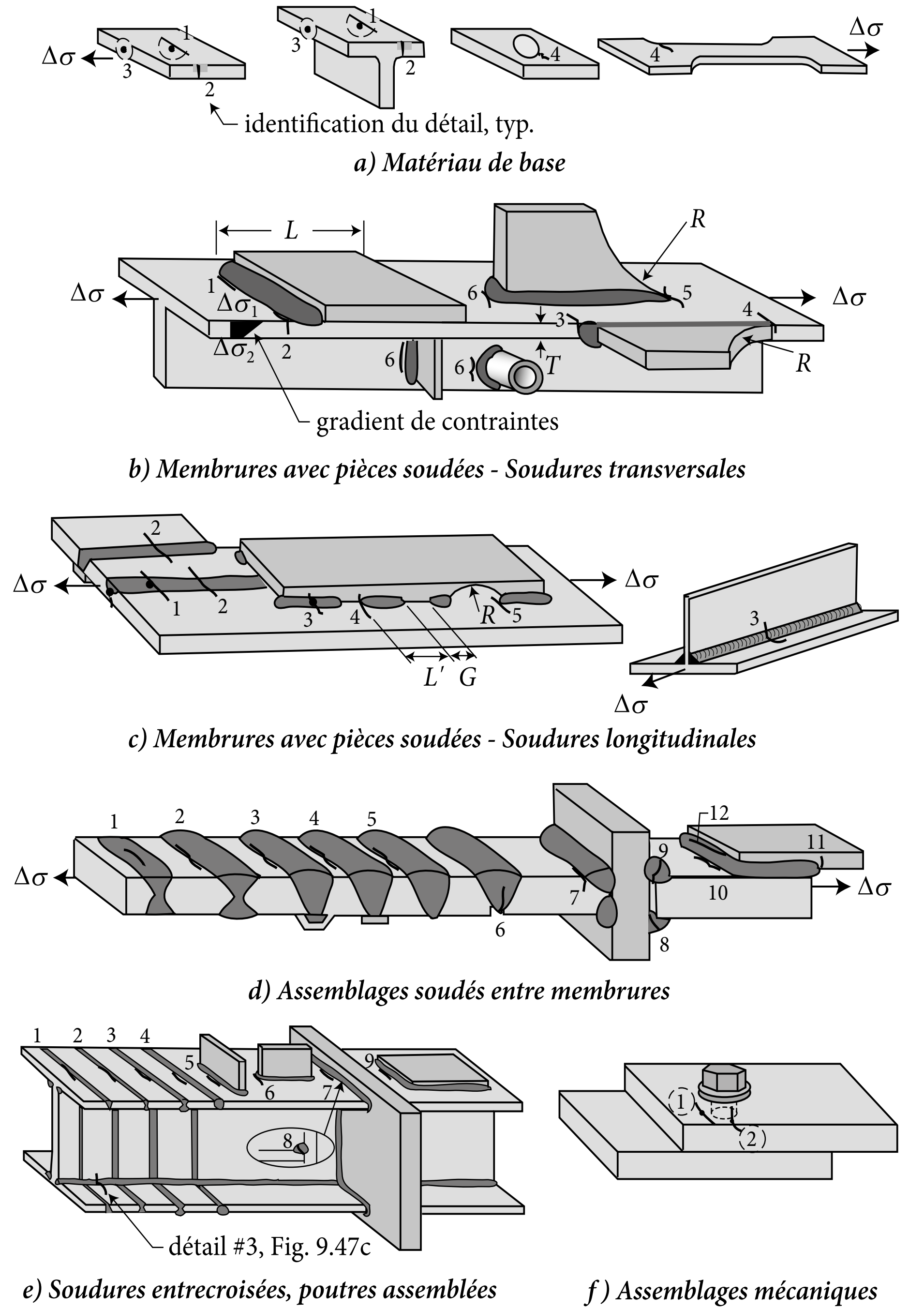


FIGURE 9.47 Représentation graphique des détails structuraux de l'édition 1998 de la référence [9.20]

Les pentes m_1 sont égales à 7,0, 4,3 ou 3,4, selon les cas, pour les assemblages soudés et à 4,0 pour les assemblages mécaniques.

Il a été jugé utile de présenter ces courbes, mais sous forme condensée, sur la figure 9.48, afin de permettre au lecteur de mieux comparer les recommandations européennes sur la fatigue aux recommandations nord-américaines. Il convient toutefois d'insister sur le fait que l'information fournie dans la présente section ne peut être utilisée pour les calculs puisque le lien n'est pas fait entre les détails de chaque catégorie (les numéros sur les figures 9.47a à f) et les courbes de la figure 9.48.

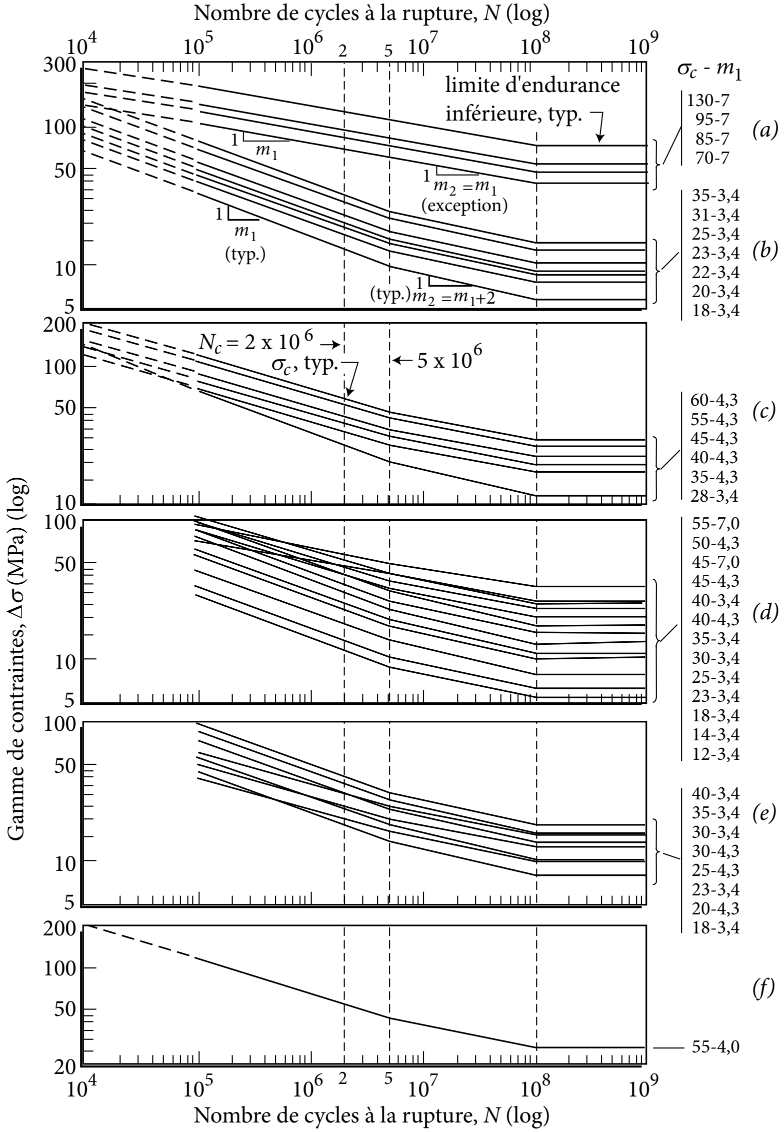


FIGURE 9.48 Courbes *S-N* de la référence [9.21] et de l'édition 1998 de la référence [9.20]

Pour le reste, l'utilisation des courbes s'apparente à celles des références [9.22] et [9.23]. La norme européenne fait la distinction entre les charges à amplitude constante et les charges à amplitude variable et traite les données de la façon définie aux sections 9.4.3 et 9.4.4.

Même si la limite d'endurance supérieure qui débute à 5×10^6 n'est pas montrée sur les courbes de la figure 9.48, il est permis d'en tenir compte lorsque les gammes de contraintes constantes se situent toutes au-dessous de cette limite. Les différentes méthodes définies à la section 9.4.2 sont reconnues par la norme, y compris, bien sûr, la méthode du point critique. Puisque les courbes ont été dérivées en considérant des essais grandeur nature, l'équation (9.15) n'est pas utilisée. Enfin, l'influence du paramètre R est prise en compte, tel que défini à la section 9.4.5.

9.7 EXEMPLES DE CALCUL

La théorie de la mécanique de la rupture (section 9.2) n'a servi, dans ce chapitre, qu'à démontrer certains principes fondamentaux de la fissuration de fatigue et à introduire quelques définitions. Pour l'utiliser comme méthode de calcul, il faut posséder beaucoup plus de connaissances. Aucun exemple de calcul ne sera donc présenté pour illustrer l'utilisation de cette méthode.

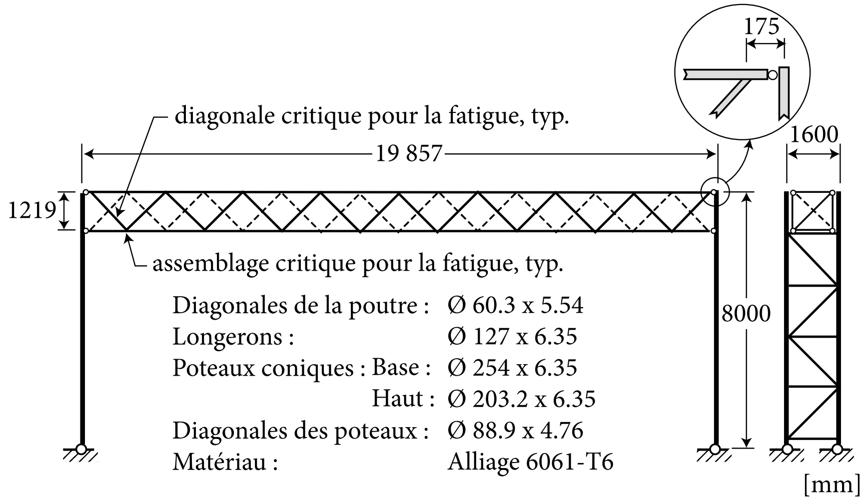
Certaines autres méthodes, telles la méthode des déformations ou celle de l'endommagement contrôlé (section 9.4.2), ont des applications spécifiques, généralement autres que celles du génie civil, et leur utilisation requiert aussi des connaissances beaucoup plus étendues que ce qui a été présenté dans ce chapitre. Il n'y aura pas, non plus, d'exemple de calcul pour illustrer ces méthodes. Il faudra donc se référer à des ouvrages plus spécialisés pour utiliser l'une ou l'autre de ces approches de calcul.

Puisque ce volume se veut pratique, les exemples de calcul présentés dans cette section se limiteront donc aux méthodes qui font appel, d'une façon ou d'une autre, aux courbes S - N lesquelles sont largement définies dans le présent chapitre.

EXEMPLE 9.1 Analyse d'un portique de signalisation aérienne

On demande d'analyser le portique de signalisation aérienne montré sur la figure 9.49, afin d'évaluer les contraintes dynamiques induites par le vent dans la diagonale en traction située aux extrémités de la poutre [9.29]. Des profilés tubulaires ronds de différentes grosseurs, en alliage 6061-T6, sont utilisés comme éléments de la structure et les pièces sont soudées sur toute leur périphérie. Le portique est analysé avant l'installation des panneaux de signalisation.

Les résultats obtenus de cette analyse seront utilisés dans l'exemple 9.2 pour le calcul de la résistance à la fatigue du portique.



Caractéristiques de l'analyse :

- modèle 3D avec éléments de poutre;
- assemblages rigides avec excentricité de 32 mm (D/4);
- vent soufflant à l'horizontale sur les longerons seulement (diagonales négligées);
- amortissement de 75 %[9.24];
- pression de référence du vent, q = 400 Pa pour une période de retour de 50 ans.

FIGURE 9.49 Portique de l'exemple 9.1

SOLUTION

– Rappels théoriques

La fréquence des tourbillons autour d'un tube sous sollicitation constante du vent est définie par l'équation (3.17). Le modèle d'alternance des tourbillons de chaque côté d'une membrure cylindrique est très près d'un comportement harmonique lorsque l'écoulement du vent est en régime laminaire plutôt que turbulent (nombre de Reynolds $< 3 \times 10^5$). Les déplacements peuvent devenir particulièrement importants lorsque la fréquence d'alternance approche l'une des fréquences naturelles de la structure (figure 9.24).

La référence [9.24] donne certaines directives permettant d'évaluer les effets des tourbillons alternés sur les structures. La force de succion induite doit être traitée comme une excitation sinusoïdale décrite par l'équation suivante :

$$F_s(x,t) = \frac{\rho\, v^2}{2} C_s\, D_{(x)} \sin(2\pi f t) \qquad \text{(a)}$$

où :

F_s = force induite par unité de longueur ;

ρ = masse volumique de l'air (1,3 kg/m^3) ;

v = vitesse du vent;

C_s = coefficient de la force de soulèvement (0,71 pour un écoulement laminaire);

D = largeur frontale d'une membrure (diamètre externe);

x = position le long de la structure ou membrure;

f = fréquence d'alternance (équation 3.17);

t = temps.

Pour prendre en compte l'interaction entre le vent et la structure, la force doit être appliquée dans la direction du mouvement, c'est-à-dire de bas en haut, dans le cas présent, pour un vent soufflant à l'horizontale. Pour mesurer les effets de la résonance, la réponse de la structure doit être évaluée pour tous les modes de vibration qui peuvent être excités par les vents dont la vitesse est inférieure à celle du vent de référence pour la période de retour de conception. En d'autres termes, le comportement de la structure doit être vérifié pour :

$$f_e = f_i < 1{,}24 \frac{S}{D} \sqrt{q\, C_e} \qquad \text{(b)}$$

où :

f_i = fréquence du i^e mode de vibration de la structure;

S = nombre de Strouhal ≈ 0,2;

q = pression de référence du vent pour la période de retour de conception;

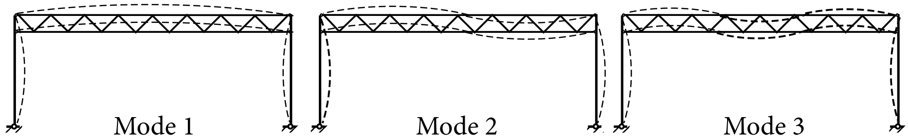
C_e = coefficient d'exposition.

Pour simplifier les calculs, il est sécuritaire d'appliquer la sollicitation uniquement aux quatre longerons et de négliger l'apport des diagonales dans la sollicitation [9.29].

– Modes de vibration

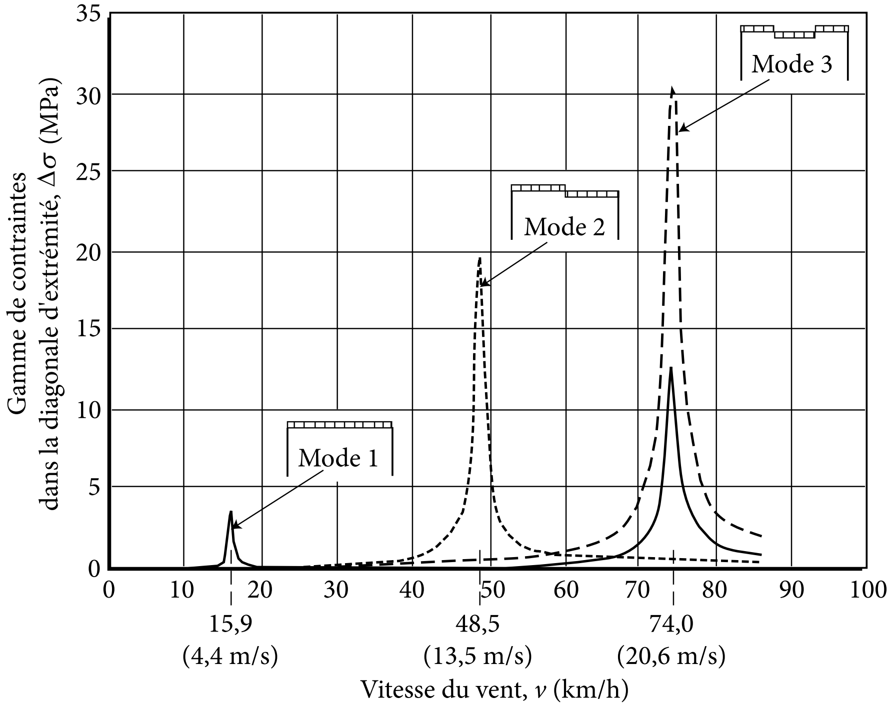
Seuls les modes de vibration verticaux de la poutre sont retenus puisque la force appliquée agit perpendiculairement à la direction du vent. Selon l'équation (b), pour $q = 400$ Pa, les modes dont la fréquence est inférieure à 49 Hz doivent être considérés.

La figure 9.50a présente les fréquences des trois premiers modes verticaux de la poutre triangulée, la vitesse du vent associée à chaque fréquence, l'amplitude de la force par unité de longueur exercée sur chaque longeron, selon l'équation (a), ainsi que la déformée de chacun des modes.



Mode	f_i (Hz)	v (m/s)	F_s (N/m)
1	8,7	4,4	0,45
2	26,5	13,5	4,17
3	40,5	20,6	9,70

a) Modes de vibration et propriétés dynamiques



b) Réponse de la structure en fonction de la vitesse du vent

FIGURE 9.50 Analyse dynamique du portique de l'exemple 9.1

La réponse de la structure en régime permanent est déterminée en utilisant une méthode d'intégration dans le temps. Trois cas de chargement sont donc définis pour solliciter chacun des modes et, pour chacun d'eux, une série d'analyses est réalisée en faisant varier la vitesse du vent. La figure 9.50b présente les résultats obtenus.

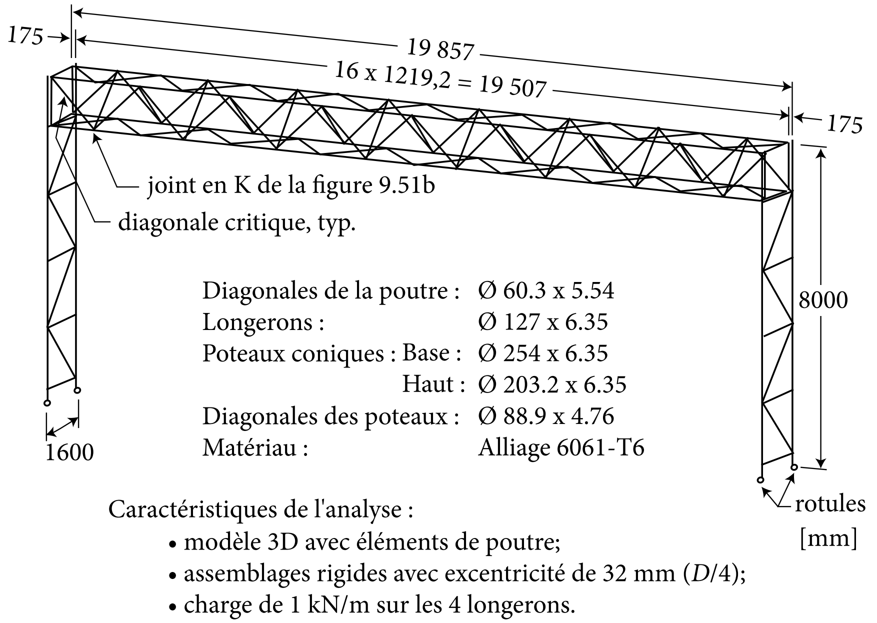
La variation des contraintes dans la diagonale en traction située à l'extrémité de la poutre (figure 9.49) est présentée en ordonnée. Le calcul de la contrainte inclut également les effets de flexion dans la diagonale puisque les assemblages sont considérés rigides. Le premier mode est excité lorsque le vent souffle à environ 16 km/h. La gamme de contraintes estimée n'est pas très élevée (3,8 MPa), mais les vents de cette vitesse sont très fréquents. De plus, la structure vibre à une fréquence de 8,7 Hz, ce qui veut dire qu'elle peut accumuler jusqu'à 750 000 cycles par jour ($8{,}7 \times 60 \times 60 \times 24$).

Puisque la force appliquée est proportionnelle au carré de la vitesse du vent, la gamme de contraintes augmente lorsque les modes supérieurs sont sollicités. Bien qu'ils soient moins susceptibles d'être excités, ces modes peuvent causer beaucoup de dommages en très peu de temps, compte tenu des très hautes fréquences de sollicitations et des contraintes élevées. Ces gammes de contraintes risquent d'être supérieures à la limite d'endurance $\Delta\sigma_{Ls}$ (figures 9.32 à 9.34) pour le détail structural considéré et, en conséquence, la gamme de contraintes obtenue pour le premier mode participe aussi pleinement à l'endommagement de la structure, selon la théorie présentée à la section 9.4.4.

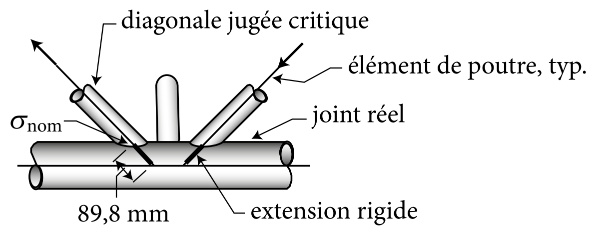
Une telle étude permet de constater que si aucune mesure n'est prise, la structure peut consommer la majeure partie de sa vie utile en fatigue avant la mise en place des panneaux. Il a été prouvé que les panneaux perturbent l'écoulement de l'air et brisent les tourbillons qui se forment sur les longerons. Par contre, ils augmentent la poussée statique sur le portique. Pour prévenir l'accumulation des dommages avant la pose des panneaux, les poutres triangulées peuvent être munies d'amortisseurs pour diminuer l'amplitude des oscillations (figure 3.10). Une étude a démontré que certains portiques sans amortisseur ni panneau présentaient des signes sérieux de détérioration après seulement trois à quatre jours d'exposition. Ce délai est repoussé à environ trois à quatre semaines si un amortisseur du type illustré sur la figure 3.10 est utilisé. Il est donc essentiel que les panneaux soient installés dès la mise en place du portique et qu'un amortisseur soit utilisé pour réduire les vibrations.

EXEMPLE 9.2 Méthode du point critique

Cet exemple a pour but de démontrer comment la méthode du point critique peut être utilisée pour évaluer la résistance à la fatigue du portique de l'exemple 9.1 (figure 9.49), reconnaissant le fait que le détail de construction jugé critique (l'assemblage soudé à la base de la diagonale d'extrémité) n'est couvert par aucune catégorie de détails dans les normes présentées à la section 9.6. Les résultats utilisés dans l'exemple sont extraits de l'étude présentée dans la référence [9.29].



a) Vue d'ensemble du modèle de portique



b) Exemple de modèle numérique pour simuler les joints

FIGURE 9.51 Analyse numérique du portique de l'exemple 9.2

SOLUTION

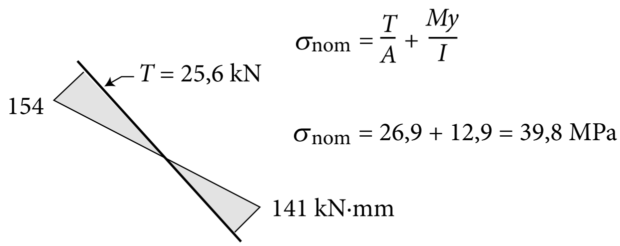
– *Évaluation de la contrainte nominale (figure 9.38)*

Puisqu'on soupçonne que la discontinuité de triangulation de 175 mm aux extrémités de la poutre (nécessaire pour relier la poutre aux poteaux) induit des contraintes non négligeables dans la diagonale d'extrémité jugée critique pour la fatigue, on décide d'analyser le portique en tenant compte ou non de la discontinuité. Les modèles en trois dimensions ont donc respectivement une longueur de 19 507 mm et de 19 857 mm, tel qu'illustré sur la figure 9.51a.

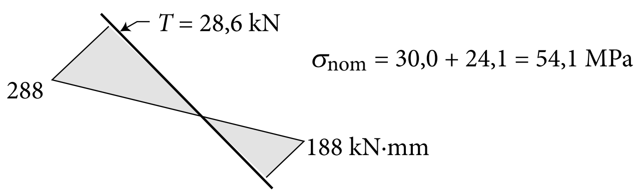
Les joints sont modélisés en utilisant des extensions rigides. Sur la figure 9.51b, les détails du modèle numérique sont superposés à la géométrie réelle de l'assemblage en K situé à l'extrémité inférieure de la diagonale d'extrémité, à titre d'exemple. On y indique l'endroit où la contrainte maximale est calculée ainsi que la longueur des extensions rigides.

Une charge verticale arbitraire de 1 kN/m est appliquée sur tous les longerons du portique.

Les efforts obtenus pour la diagonale critique sont montrés sur la figure 9.52. On remarque que le changement de configuration des assemblages n'affecte pas beaucoup l'effort axial dans la diagonale. Par contre, le moment subit des variations importantes, ce qui affecte grandement la valeur de la contrainte nominale pour le cas de chargement considéré.



a) Joint sans discontinuité à l'appui



b) Joint avec discontinuité à l'appui

FIGURE 9.52 Efforts dans la diagonale la plus sollicitée et contrainte nominale pour chaque analyse

– ***Évaluation expérimentale du facteur de concentration des contraintes (K_{hs}; voir la figure 9.38b)***

Un segment de poutre triangulé, de dimensions acceptables pour des essais en laboratoire, a été fabriqué puis testé sous des charges statiques et en fatigue pour étudier le comportement des assemblages aux extrémités de la diagonale en traction. La géométrie du segment de poutre est présentée sur la figure 9.53a. La poutre a été coupée en deux sections dans le sens longitudinal de façon à obtenir un treillis planaire pour chacun des deux types d'essais.

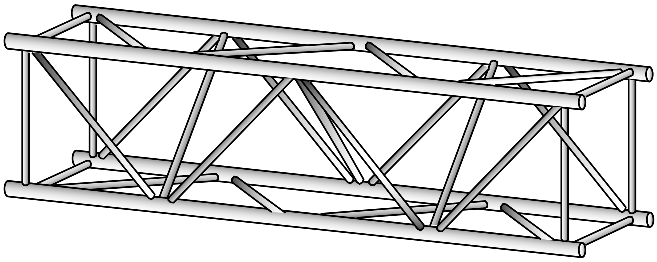
L'essai statique visait, entre autres, à évaluer le facteur de concentration des contraintes (K_{hs}) qui caractérise le joint en K situé à l'extrémité inférieure de la diagonale en traction (figures 9.51 et 9.53b). Ce joint est particulièrement connu pour être critique en fatigue.

Des micro-jauges, distancées de 2 mm centre à centre, sont disposées en ligne droite dans le sens longitudinal de la poutre, perpendiculairement au pied de la soudure (figure 9.53c). La figure 9.54a présente le profil des déformations mesurées aux abords de la soudure à l'aide de ces jauges, pour différents niveaux de charge. On peut observer que le taux de déformation est de plus en plus élevé au fur et à mesure qu'on s'approche de la soudure. Cette augmentation est due à l'influence locale de la géométrie de la soudure (voir la figure 9.38b). Pour obtenir de bons résultats, les données doivent être recueillies dans le *domaine élastique*.

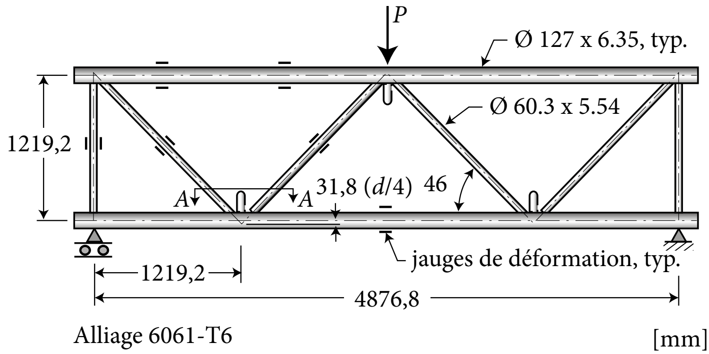
La limite élastique (F_{wy} = 105 MPa pour l'alliage 6061-T6) est atteinte à une charge P de l'ordre de 15 kN dans le cas présent, si on fait abstraction des contraintes résiduelles que l'on ne connaît pas. Donc, seules les séries de données sous de faibles charges sont conservées.

Pour chaque niveau de charge, on doit extrapoler la déformation au point critique selon la technique présentée à la section 9.4.6, en se basant sur les données de la figure 9.54a. Selon la figure 9.38, la zone d'extrapolation linéaire pour ce joint s'étend de 4 à 7,8 mm (4 mm + $0{,}6\,t$). Il suffit donc de faire passer une droite par les points mesurés à 5 et 7 mm du pied de la soudure sur la figure 9.54a. La figure 9.54b montre les résultats des extrapolations.

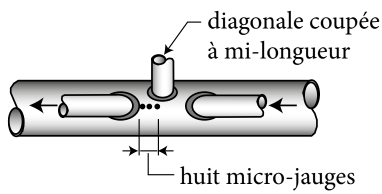
La pente de la droite de la figure 9.54b donne le coefficient de concentration des contraintes (K_{hs}), exprimé en termes de charge et de déformation, au lieu de la contrainte nominale (σ_{nom}) et de la contrainte critique (σ_{hs}), tel que défini par l'équation (9.26). Malheureusement, la disposition des jauges conventionnelles (figure 9.53c) ne permet pas d'établir la contrainte nominale expérimentale dans la diagonale. Donc, pour déterminer approximativement K_{hs}, on doit utiliser les résultats de l'analyse du treillis pour établir la contrainte nominale dans la diagonale en traction au niveau du joint en K. La contrainte géométrique du joint (figure 9.38b) est évaluée en multipliant la déformation au point critique par le module élastique de l'aluminium. Le facteur de concentration de contraintes obtenu de cette façon est égal à 2,79. À titre de comparaison, la valeur obtenue des *formules paramétriques* présentées dans la référence [9.47] pour des assemblages similaires en acier, est égale à 3,6. Toutefois, les dimensions du joint en K étudié ici sont en dehors de la plage de validité de ces formules.



a) Segment de poutre avant la coupe verticale au centre pour donner deux treillis plans

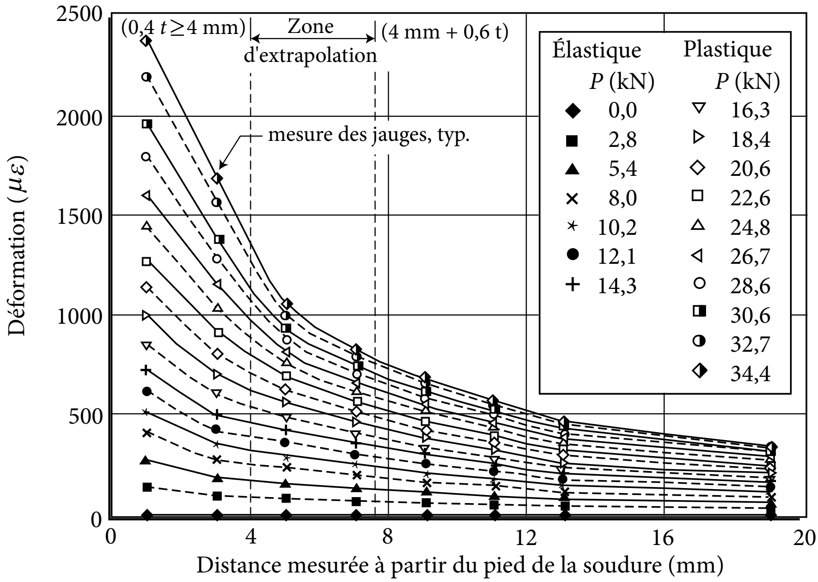


b) Caractéristiques du spécimen d'essai

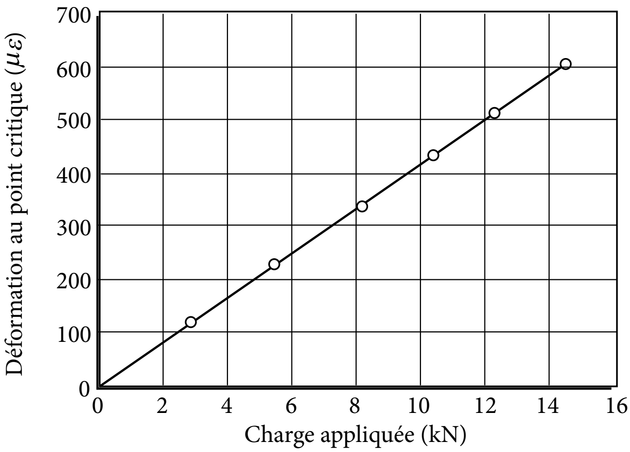


c) Vue A - A

FIGURE 9.53 Spécimen pour essais en laboratoire



a) Déformations mesurées en fonction de la charge appliquée



b) Déformation au point critique en fonction de la charge

FIGURE 9.54 Évaluation du coefficient de concentration des contraintes (K_{hs})

– ***Évaluation du coefficient de concentration des contraintes par éléments finis***

Une analyse par éléments finis est une option moins coûteuse qu'un essai en laboratoire pour déterminer la valeur du coefficient de concentration des contraintes (K_{hs}) dans le joint en K.

Le joint est modélisé en 3D avec des éléments de plaque et coque à 9 nœuds. La géométrie de la soudure *n'est pas prise en compte*. La figure 9.55 montre le maillage réalisé. Le joint est intégré à un modèle de treillis uniplanaire identique à celui qui est testé dans le programme expérimental (figure 9.53b). Le reste de la structure est représenté par des éléments de poutre. Des éléments de barres rigides sont utilisés pour faire le lien entre les plaques et les poutres. Le treillis repose sur des appuis simples et le chargement est appliqué au centre de la poutre, comme dans le modèle expérimental. Les charges qui sont appliquées sur le treillis correspondent à des valeurs pour lesquelles des données expérimentales sont disponibles. Pour valider le modèle, on compare les valeurs numériques aux valeurs expérimentales sur la figure 9.56. On constate qu'il existe une assez bonne corrélation entre les résultats lorsque les contraintes demeurent dans le domaine élastique puisque les analyses numériques sont du type linéaire élastique. Lorsque le matériau se plastifie, il y a redistribution des efforts et les résultats divergent.

On compare également les efforts obtenus avec les éléments de poutre à ceux qui sont obtenus avec des éléments de plaque et de coque combinés avec des éléments de poutre. La figure 9.57 présente les efforts axiaux et les moments fléchissants (en kN · mm) sur une moitié du treillis pour une charge P égale à 10,2 kN. On constate une fois de plus que la corrélation est bonne.

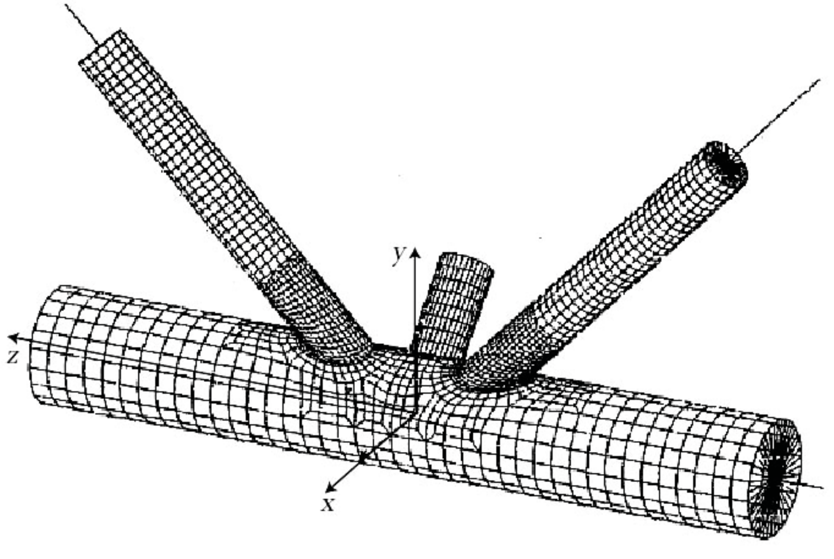


FIGURE9.55 Modèle d'éléments finis du joint en *K* étudié

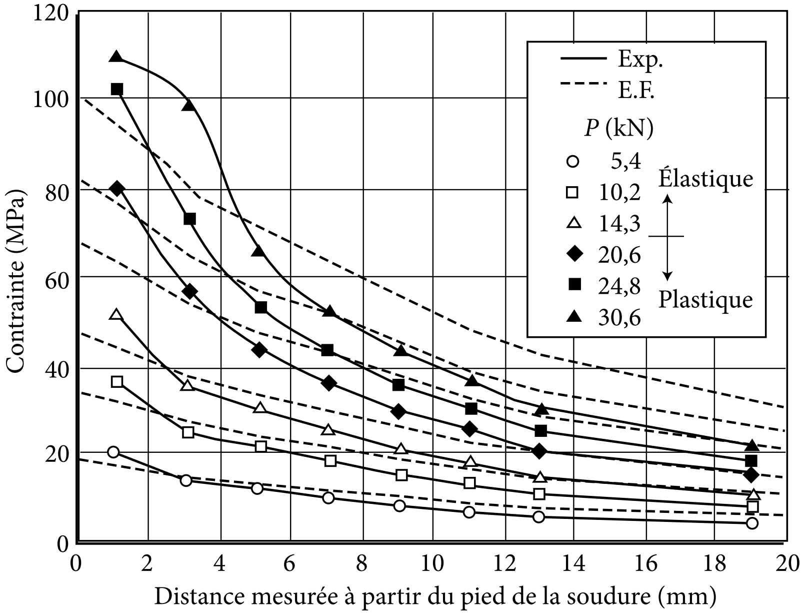
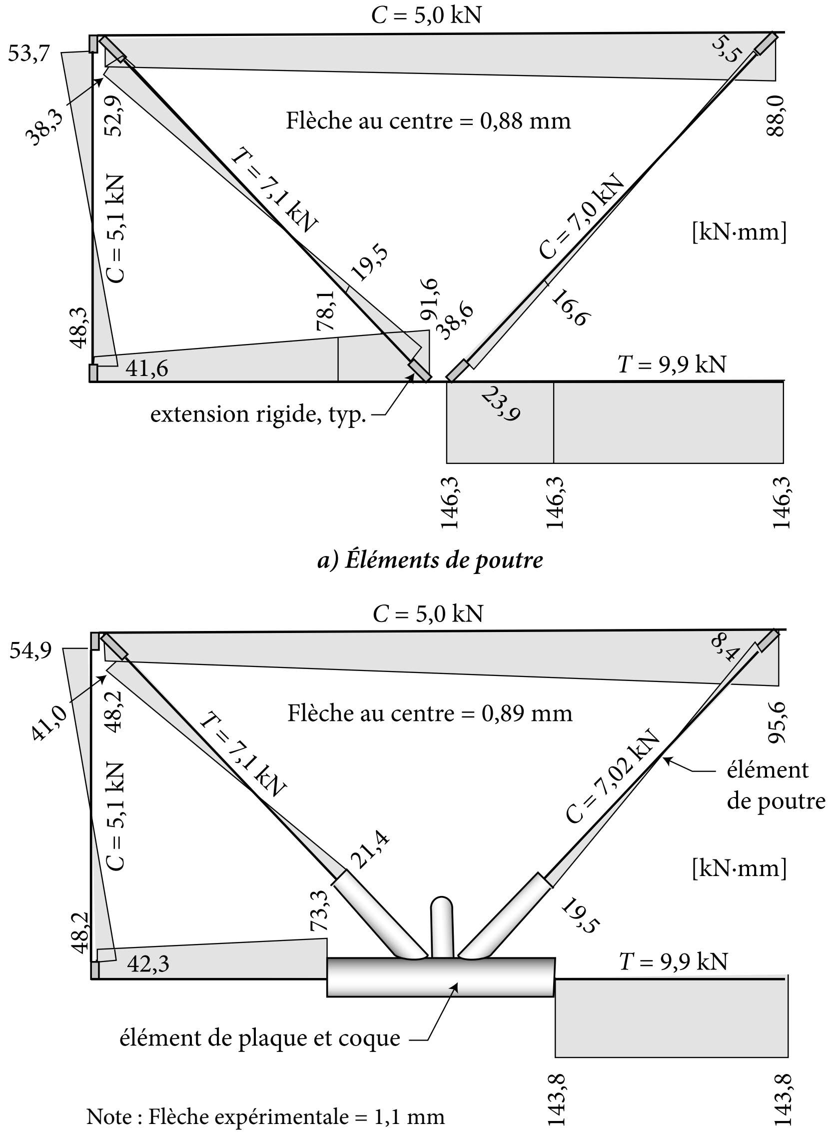


FIGURE 9.56 Comparaison des résultats numériques et des résultats expérimentaux



b) Éléments de plaque et coque + éléments de poutre

FIGURE 9.57 Comparaison des efforts obtenus des différentes analyses par éléments finis ($P = 10{,}2$ kN)

Le joint déformé est montré sur la figure 9.58. Les contraintes principales mesurées indiquent que la zone la plus fortement sollicitée en traction se trouve à la base de la diagonale tendue, à l'endroit où les fissures de fatigue se forment.

La méthode numérique la plus appropriée pour évaluer K_{hs} est celle qui utilise des éléments de solide et qui inclut la géométrie de la soudure. Toutefois, cette méthode peut exiger beaucoup de temps et d'efforts pour créer le modèle et le résoudre. Les éléments de plaque et de coque sont également utilisés, comme dans la présente analyse, mais donnent généralement des résultats moins précis. Ils convient de souligner que la référence [9.20] permet d'estimer la contrainte à l'intersection de la diagonale et du longeron, à condition que le modèle n'inclue aucun effet dû à la géométrie de la soudure.

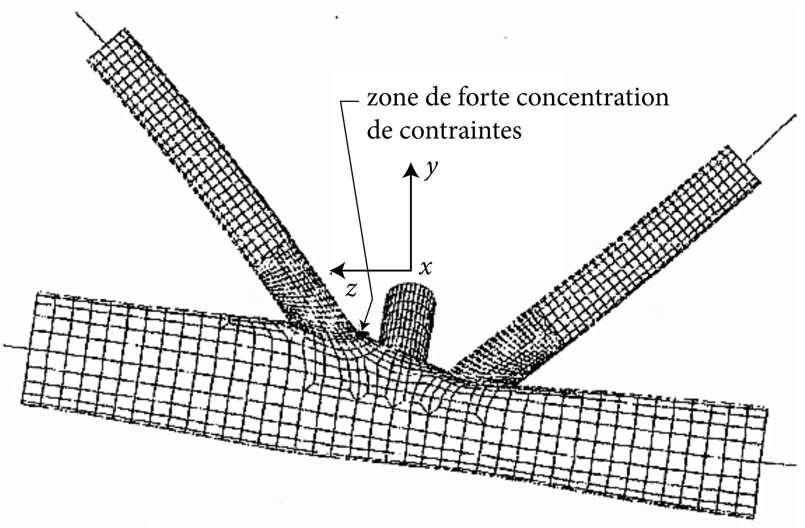
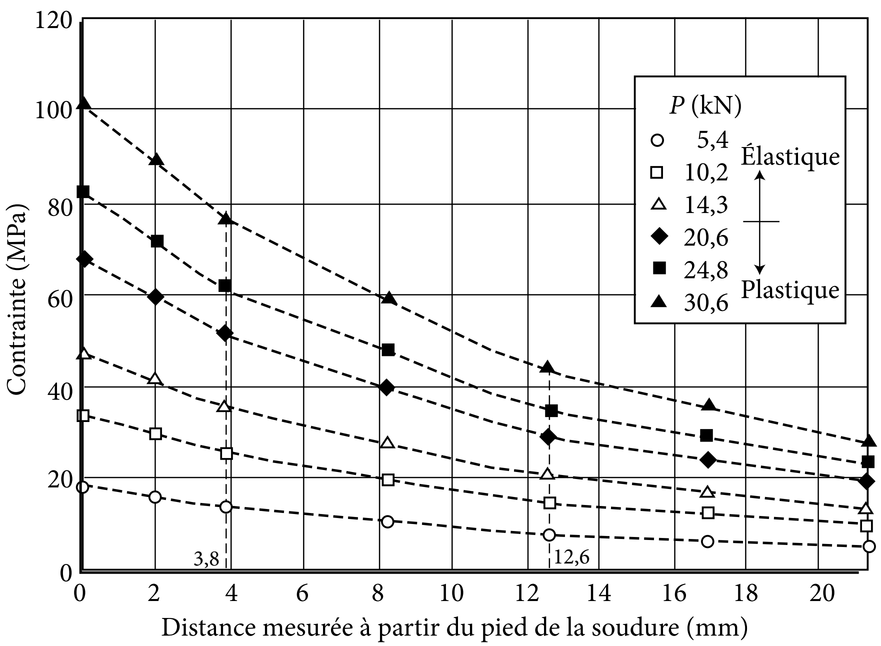


FIGURE 9.58 Déformée du joint sous une charge de 10,2 kN

Dans le modèle numérique, il n'y a qu'un seul élément qui couvre la longueur de la zone d'extrapolation. En effet, l'élément va de 3,8 à 12,6 mm, mesuré à partir de l'endroit où le pied de la soudure devrait être, alors que la zone d'extrapolation s'étend de 4 à 7,8 mm. La distribution longitudinale de la contrainte déterminée numériquement aux nœuds situés sur la ligne centrale du treillis est presque linéaire, comme le montre la figure 9.59a. Une extrapolation linéaire sur les valeurs de contraintes prises aux nœuds de l'élément dans la zone d'extrapolation, sur la ligne de centre du treillis, est donc tout à fait justifiée. On considère aussi directement la contrainte à l'endroit où le pied de la soudure devrait se situer, afin de comparer le résultat au premier. Les contraintes obtenues ainsi que les coefficients de concentration des contraintes qui en découlent sont présentés en tableau sur la figure 9.59b. On constate que la valeur numérique obtenue par extrapolation linéaire est très similaire à celle qui est obtenue expérimentalement ($K_{hs\,\mathrm{exp.}} = 2{,}79$). La valeur obtenue par mesure directe est naturellement plus sécuritaire.



a) Distribution des contraintes

Charge, P (kN)	Contrainte nominale, σ_{nom} (MPa)	Contrainte géométrique, σ_{hs} Extrapolation linéaire (MPa)	Contrainte géométrique, σ_{hs} Mesure directe (MPa)
5,4	5,8	15,9	17,9
10,2	10,9	29,9	33,6
14,3	15,4	41,9	47,0
20,6	22,1	60,5	67,8
24,8	26,6	72,8	81,7
30,6	32,9	89,8	100,7
	K_{hs}:	2,73	3,07

b) Calcul du coefficient de concentration des contraintes

FIGURE 9.59 Distribution longitudinale des contraintes dans le modèle numérique et calcul du coefficient de concentration des contraintes

– ***Évaluation de la résistance à la fatigue du portique***

Il suffit d'appliquer la méthode décrite à la section 9.4.6. Il faut premièrement connaître la gamme de contraintes nominale à la section jugée critique de la diagonale en traction située à l'extrémité du portique, si une seule charge d'amplitude constante sollicite le portique, ou le spectre de gammes de contraintes au même endroit, si la sollicitation est à amplitude variable (sections 9.4.3 et 9.4.4). On applique ensuite l'équation (9.26) pour obtenir $\Delta\sigma_{hs}$, en considérant la valeur de K_{hs} obtenue plus haut. On utilise enfin l'une des courbes S-N de la figure 9.39 avec la valeur de $\Delta\sigma_{hs}$ pour déterminer la durée de vie du portique.

a) Supposons que seul le premier mode de vibration évalué à l'exemple 9.1 (figure 9.50) est susceptible d'affecter le portique. La gamme de contraintes nominale obtenue par analyse dynamique est alors égale à $\Delta\sigma_{nom} = 3{,}8$ MPa. Ainsi, pour une valeur intermédiaire de K_{hs} égale à 2,75 ($2{,}73 < K_{hs} < 2{,}79$) : on a :

$$\Delta\sigma_{hs} = K_{hs}\,\Delta\sigma_{\text{nom}} \qquad \text{(éq. 9.26)}$$

$$\Delta\sigma_{hs} = 2{,}75 \times 3{,}8 = 10{,}5 \text{ MPa}$$

Si on utilise la courbe de catégorie B de l'édition antérieure de la référence [9.23], tel que recommandé dans la référence [9.1], on constate que la durée de vie du portique est infinie puisque $\Delta\sigma_{hs}$ égal à 10,5 MPa se situe au-dessous de la limite d'endurance supérieure ($\Delta\sigma_{Ls}$) évaluée à environ 38 MPa.

b) S'il est prévu que le portique vibrera selon les deux premiers modes pendant sa durée de vie en service (ou vie utile), on a alors la situation suivante (voir la figure 9.50b) :

$$\Delta\sigma_{hs1} = 2{,}75 \times 3{,}8 = 10{,}5 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{hs2} = 2{,}75 \times 20 = 55 \text{ MPa}$$

$$N_1 = \infty$$

$$N_2 = 6 \times 10^5 \text{ cycles, obtenu de la courbe de catérogie } B \text{ de la figure 9.39.}$$

En supposant que le portique est susceptible de vibrer selon de deuxième mode 10 000 fois par an, la durée de vie réelle du portique, en termes de fatigue, est de 60 ans ($6 \times 10^5 / 10^4$).

c) Un scénario encore plus probable serait que la vie utile du portique soit établie à 50 ans et que les trois premiers modes de vibration aient été identifiés comme étant susceptibles de se produire selon les fréquences suivantes, évaluées sur la base de la fréquence des vents pour une région donnée : un nombre très grand de cycles de vibration par an pour le mode 1 ; 10 000 cycles par an pour le mode 2, et 1000 cycles par an pour le mode 3.

	Fréquence annuelle	Sur 50 ans (n_i)	Dσ_{hs} (MPa)	N_i (Courbe B Fig. 9.39)
Mode 1	>>	>>>	10,5	∞
Mode 2	10^4	5×10^5	55,0	$\approx 6 \times 10^5$
Mode 3	10^3	5×10^4	82,5*	$\approx 10^5$

* $\Delta\sigma_{hs3} = 2{,}75 \times 30 = 82{,}5$ MPa (Figure 9.50b)

Le cumul du dommage est évalué à l'aide de l'équation (9.20) pour $k = 3$ niveaux de différences de contraintes :

$$\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{n_\mathrm{i}}{N_\mathrm{i}}\right) = \frac{5 \times 10^5}{6 \times 10^5} + \frac{5 \times 10^4}{10^5}$$

$$\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{n_\mathrm{i}}{N_\mathrm{i}}\right) = 0{,}83 + 0{,}5 = 1{,}33 > 1{,}0$$

Le portique risque donc de subir une rupture de fatigue avant 50 ans. Plusieurs options se présentent alors au concepteur :

1. Il accepte le risque et au terme de la *durée de vie estimée* du portique, qui s'évalue de la façon qui suit, il met en branle un programme d'inspection approprié.

   $$\text{Durée de vie estimée} = \frac{50\,\text{ans}}{1{,}33} = 37{,}6\,\text{ans}$$

   Le programme d'inspection pourrait débuter 35 ans après la construction du portique et se prolonger jusqu'à ce que la fissuration apparaisse dans le portique.

2. Il modifie la rigidité du portique pour abaisser les contraintes, mais ce n'est certes pas la solution idéale.

3. Il modifie le détail d'assemblage pour abaisser la valeur de K_{hs}, ce qui est équivalent à changer le détail structural pour un détail de catégorie supérieure lorsque les détails sont reconnus par les catégories des diagrammes S - N.

4. Il installe un système approprié pour amortir les vibrations et abaisser le nombre de cycles n_i pour chacun des modes.

– ***Vérification de l'état limite ultime***

On a vu que le troisième mode de vibration engendre des contraintes assez élevées dans la structure et, en particulier, dans la diagonale en traction considérée dans l'analyse. Il faudra donc évaluer les efforts dans la diagonale qui correspondent au troisième mode de vibration, les pondérer et leur associer les charges permanentes pondérées, pour obtenir T_f. La résistance à l'état limite ultime de traction se vérifie à l'aide des équations (4.26) et surtout (4.30) pour la diagonale soudée sollicitée en traction.

D'autres cas de chargement statique risquent d'être plus critiques et doivent être vérifiés.

EXEMPLE 9.3 Assemblage boulonné

a) On demande de calculer la résistance à la fatigue de l'assemblage boulonné de l'exemple 4.1 (figures 4.18 et 9.60a) pour une sollicitation de forme sinusoïdale dont la différence de contraintes ($\Delta\sigma$) est constante et égale à 50 MPa. La contrainte maximale ($\sigma_{\max}$) est calculée en considérant la section nette critique obtenue à l'exemple 4.1 et un rapport D/L égal à 0,4. Supposer qu'il s'agit d'un assemblage qui résiste aux charges par contact.

b) Évaluer la résistance à la fatigue du même assemblage, lorsque la sollicitation a une différence de contraintes ($\Delta\sigma$) constante, égale à 75 MPa, mais dont le tiers se situe dans la zone négative. Admettre que les plaques sont exemptes de contraintes résiduelles significatives.

SOLUTION

a) $\Delta\sigma = 50$ MPa, constant et dans la zone positive

– ***Évaluation des paramètres de calcul***

Il a été évalué, à l'exemple 4.1, que la section critique de la plaque de 60 mm de largeur et de 10 mm d'épaisseur passait par les deux boulons situés sur la ligne 1-2-3-4.

$$A_n = 300 \text{ mm}^2$$

La résistance pondérée en traction correspondante (T_r) obtenue de l'équation (4.28), a été évaluée à 69 kN.

Dans les calculs de fatigue, on utilise les charges de service (charges non pondérées) et on ne considère que les surcharges qui fluctuent dans le temps. Ainsi, pour un rapport D/L égal à 0,4, on a, selon les équations (3.1) et (3.3) :

$$T_f = 1{,}25D + 1{,}5L \le T_r = 69 \text{ kN}$$

$$= 1{,}25\,(0{,}4L) + 1{,}5L \le 69$$

$$L = 35 \text{ kN}$$

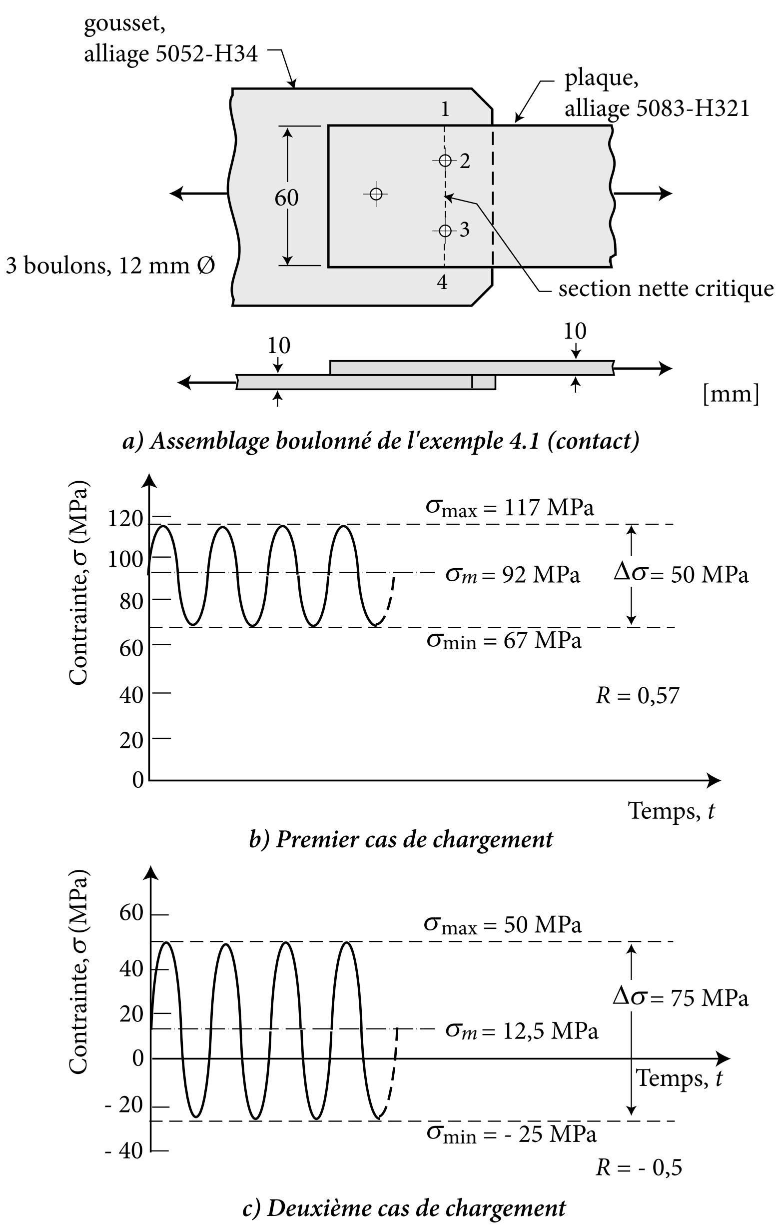


FIGURE 9.60 Assemblage et sollicitations considérés dans l'exemple 9.3

La contrainte maximale σ_{max} est donc égale à :

$$\sigma_{max} = \frac{35\,000 \text{ N}}{300 \text{ mm}^2} = 117 \text{ MPa}$$

Puisque la différence de contraintes ($\Delta\sigma$) est fixée à 50 MPa, la contrainte minimale est égale à 67 MPa. Il en résulte une contrainte moyenne (σ_m) de 92 MPa et un rapport de contrainte (R) égal à 0,57.

$$\sigma_{\mathrm{m}} = \frac{117 + 67}{2} = 92\ \mathrm{MPa}$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{67}{117} = 0{,}57 \qquad \text{(éq. 9.2)}$$

Ces différents paramètres sont illustrés sur la figure 9.60b.

– ***Calcul de la résistance à la fatigue***

Les normes canadienne[9.22] et américaine[9.23] reconnaissent ce détail, comme on peut le constater sur la figure 9.46 : détail 8 pour la norme américaine et détail 17b (catégorie de détail non fournie) pour la norme canadienne. Selon ces normes, et tel que rapporté vers la fin de la section 9.6.1, ce détail est associé à la catégorie *E*. Il convient de rappeler qu'il est nécessaire de consulter les références [9.22] et [9.23] pour faire le lien entre les numéros de détail de la figure 9.46 et les catégories *A* à *E* de la figure 9.44.

On utilise l'équation (9.27) avec C = 1100 MPa et m = 3,45 obtenus du tableau 9.3 pour calculer la résistance à la fatigue de l'assemblage boulonné de la catégorie *E*.

$$\Delta\sigma = C_f\, N^{-\frac{1}{m}} \qquad \text{(éq. 9.27)}$$

$$50 = 1100\, N^{-\frac{1}{3{,}45}}$$

$$N = 42\,790 \approx 4{,}3 \times 10^4 \text{ cycles}$$

Cette faible valeur, comparée aux autres obtenues plus haut, se situe toutefois en dehors des limites d'application de l'équation (9.27) (figure 9.44). Quoi qu'il en soit, il est bien connu que les assemblages boulonnés ou soudés à simple recouvrement ne se comportent pas bien en fatigue. Ils ne sont généralement pas recommandés pour de telles applications, comme on l'a mentionné à quelques reprises dans les textes précédents.

La norme européenne[9.20] semble attribuer à la catégorie *f* tous les types d'assemblages boulonnés, comme on peut le constater dans le tableau 9.4 et sur la figure 9.47f. Cependant, un examen attentif de l'information contenue à l'annexe J de la norme révèle que cette dernière ne couvre que les joints mécaniques à double recouvrement et interdit de façon explicite l'utilisation de joints par contact à simple recouvrement dans des conditions de fatigue. Reconnaissant ce fait, on peut quand-même , à des fins de démonstration, utiliser la courbe (f) de la figure 9.48 avec $\Delta\sigma$ = 50 MPa, pour obtenir $N = 3{,}2 \times 10^6$ cycles. L'assemblage mécanique à double recouvrement pourrait donc résister à autant de cycles de chargement à une différence de contraintes de 50 MPa avant de se fissurer sur la section nette.

b) $\Delta\sigma = 75$ MPa, constant et partiellement dans la zone négative

Les caractéristiques du cas de chargement (b) sont présentées sur la figure 9.60c.

$$\sigma_{\max} = 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = -25 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = 50 - (-25) = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{50 + (-25)}{2} = 12{,}5 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{-25}{50} = -0{,}5$$

Puisque la plaque sollicitée en traction est exempte de contraintes résiduelles significatives, on aurait peut-être avantage à tenir compte du paramètre R défini par l'équation (9.2). Il existe en effet quelques méthodes, présentées à la section 9.4.5, qui permettent de rehausser les courbes de catégories de détails, ce qui est parfois équivalent à changer de catégorie.

Il convient de rappeler que la méthode présentée sur la figure 9.37 n'est plus recommandée. On utilisera plutôt celle de la figure 9.36, avec la courbe *f* de la figure 9.48, mais en reconnaissant le fait que cette courbe ne s'applique qu'aux joints mécaniques par contact à double recouvrement. L'exercice ici vise uniquement à démontrer comment utiliser cette méthode de calcul.

Le cas 2 s'applique, mais puisque les contraintes résiduelles (σ_{res}) sont négligeables, l'équation (9.25) n'est pas utilisée et $R_{eff} = R = -0{,}5$. Sur la courbe 2 de la figure 9.36, on obtient :

$$f(R) = 0{,}9 - 0{,}4\,\mathrm{R}$$

$$f(R) = 0{,}9 - 0{,}4\,(-0{,}5) = 1{,}1$$

La valeur de $\Delta\sigma_c$ évaluée à $N_c = 2 \times 10^6$ cycles sur le graphique *f* de la figure 9.48 est ainsi augmentée de 10 %, selon l'équation (9.24) :

$$\Delta\sigma_{\mathrm{c}} = 55 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_c(R) = f(R)\,\Delta\sigma_c \qquad \text{(éq. 9.24)}$$

$$\Delta\sigma_c(R) = 1{,}1 \times 55 = 60{,}5 \text{ MPa}$$

Si on fait passer une droite entre cette contrainte à $N = 2 \times 10^6$ cycles et le point défini par l'intersection de la courbe *f* avec l'ordonnée à 10^4 cycles sur la figure 9.48f, on obtient le nouveau segment de la courbe S-N qui prend en compte l'influence du paramètre R (voir la figure 9.35).

Avec $\Delta\sigma = 75$ MPa, on lit $N \approx 7{,}5 \times 10^5$ cycles sur la nouvelle courbe, si on tient compte de l'effet de R, et $N = 6 \times 10^5$ cycles sur la courbe originale, si on néglige cet effet. La différence n'est pas grande, mais on réalise, sur la figure 9.35, qu'elle est beaucoup plus marquée pour des valeurs de $\Delta\sigma$ moins élevées ou des valeurs de N plus grandes.

Les normes canadienne[9.22] et américaine[9.23] permettent le passage d'une courbe S - N de catégorie inférieure à une courbe de catégorie supérieure en tenant compte du paramètre R, mais uniquement pour les assemblages boulonnés où la configuration du joint ne donne pas lieu à une flexion hors du plan dans le matériau raccordé (joint raidi, tel que défini à la section 7.5.2, ou joint à double recouvrement). Ainsi, lorsque $R \geq 0{,}5$, elles recommandent la catégorie E, soit la même que pour les assemblages boulonnés ou rivetés à simple recouvrement où la configuration du joint ne donne pas lieu à une flexion hors du plan dans le matériau raccordé, selon la référence [9.22], alors, qu'étrangement, la référence [9.23] le permet. Pour $0 < R \leq 0{,}5$, elles permettent de passer à la catégorie D et lorsque R est inférieur à zéro ($R \leq 0$) il est permis d'utiliser la catégorie B. Un examen de la figure 9.44 fait voir les avantages de tenir compte de cet effet.

Si on s'attarde à appliquer les recommandations pour des assemblages à double recouvrement à notre cas, on a, pour $C = 900$ MPa, $m = 4{,}84$ (obtenus du tableau 9.3) et $\Delta\sigma = 75$ MPa :

$$\Delta\sigma = C_f \, N^{-\frac{1}{m}} \qquad \text{(éq. 9.27)}$$

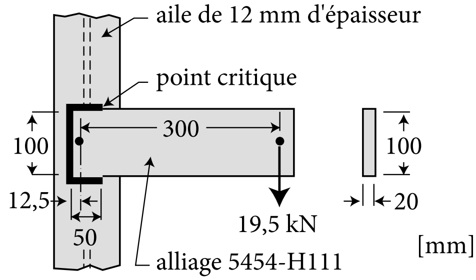
$$75 = 900 \, N^{-\frac{1}{4{,}84}}$$

$$N \approx 1{,}7 \times 10^5 \text{ cycles}$$

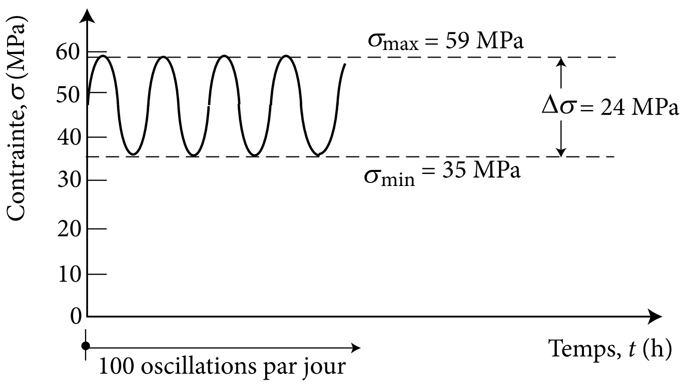
On réalise, avec cet exemple, que le concepteur doit faire preuve de beaucoup de jugement lorsqu'il utilise les méthodes basées sur les courbes S - N.

EXEMPLE 9.4 Assemblage soudé

À l'exemple 6.3 (section 6.11), on a déterminé que la plaque soudée montrée sur la figure 6.41 était en mesure de résister à une charge statique maximale pondérée égale à 19,5 kN, appliquée à 300 mm du centre de gravité de la soudure (figure 9.61). Considérant que 40 % de cette charge fluctue 100 fois par jour, on demande d'évaluer la durée de vie de l'assemblage selon les recommandations de chacune des trois normes étudiées à la section 9.6.



a) Plaque en porte-à-faux de l'exemple 6.3



b) Cas de chargement

FIGURE 9.61 Données pour le calcul de l'assemblage soudé de l'exemple 9.4

SOLUTION

– *Calcul de la différence des contraintes*

La charge de 19,5 kN est une surcharge pondérée (P_f). La charge non pondérée correspondante (P) est obtenue en divisant la charge pondérée par le facteur de pondération de la surcharge égal à 1,5 :

$$P = \frac{19{,}5}{1{,}5} = 13 \text{ kN}$$

Le dimensionnement de l'assemblage soudé a été réalisé à l'exemple 8.4 de la section 8.10. Plusieurs méthodes d'analyse ont été utilisées, dont la *méthode d'analyse élastique classique* qui est tout à fait appropriée au calcul de la variation des contraintes produites par les *charges d'utilisation* dans les assemblages soudés soumis à des charges cycliques (voir les sections 8.7.2 et 8.7.3). Le cisaillement pondéré par unité de longueur (v_f), qui se produit aux extrémités du cordon de soudure, a été évalué à 880 N/mm. Il s'agit de la valeur maximale de la contrainte qui se développe dans le cordon de soudure de dimension égale à 14 mm, tel qu'évalué à l'exemple 8.4. La valeur correspondante non pondérée de la contrainte est égale à :

$$v = \frac{880}{1{,}5} = 587\ N/\text{mm}$$

Il faut diviser cette valeur par la gorge efficace t_w pour obtenir une contrainte en MPa.

$$t_w = 0{,}707\text{D} = 0{,}707 \times 14 = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{587}{10} = 59 \text{ MPa}$$

Seulement 40 % de cette contrainte varie dans le temps, selon les données du problème. Ainsi,

$$\Delta\sigma = 0{,}40 \times 59 = 24 \text{ MPa}$$

L'oscillation qui sollicite l'assemblage est illustrée sur la figure 9.61b.

– ***Calcul de la durée de vie selon l'édition 2005 de la référence [9.22]***

Il ne fait pas de doute que le détail structural à considérer, selon l'édition 2005 de la référence [9.22] est un détail de catégorie F (section 9.6.1 : *contrainte moyenne exercée sur la gorge des soudures d'angle longitudinales ou transversales*). Seul le terme contrainte moyenne ne s'applique pas tout à fait au cas présent.

On utilise la courbe F de la figure 9.42 avec $\Delta\sigma$ = 24 MPa, pour obtenir :

$$N = 3{,}5 \times 10^5 \text{ cycles}$$

$$\text{Nombre de cycles par an} = 100 \times 365 = 3{,}65 \times 10^4 \text{ cycles.}$$

$$\text{Durée de vie} = \frac{3{,}5 \times 10^5}{3{,}65 \times 10^4} \approx 10 \text{ ans.}$$

– ***Calcul de la durée de vie selon les références [9.22] et [9.23]***

Pour la référence [9.22], le détail tombe dans la catégorie E : *assemblage par soudures d'angle où les soudures sont perpendiculaires ou parallèles à la direction de la contrainte (contrainte de cisaillement sur la gorge de la soudure)* - détail 15 sur la figure 9.46. Cependant, pour la référence [9.23], le détail structural tombe dans la catégorie F (non présentée dans la section 9.6.2 : *contraintes de cisaillement dans* *un cordon de soudure d'angle longitudinal ou transversal*– détails 15 et 18 de la figure 9.46). Les données pour le calcul de N sont fournies dans le tableau 9.3 pour la catégorie E :

$$C_f = 1100 \text{ MPa}$$

$$m = 3{,}45$$

$$\text{Limite d'endurance} = 13 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = C_f \, N^{-\frac{1}{m}}$$

$$24 = 1100 \, N^{-\frac{1}{3{,}45}}$$

$$N = 5{,}4 \times 10^5 \text{ cycles}$$

Même si, en apparence, ce nombre ne semble pas très différent du premier, le calcul de la durée de vie montre que ce n'est pas le cas :

$$\text{Durée de vie} = \frac{5{,}4 \times 10^5}{3{,}65 \times 10^4} \approx 15 \text{ ans.}$$

Il faut consulter la référence [9.23] directement pour obtenir les valeurs équivalentes à celles du tableau 9.3 pour la catégorie F. Ainsi, C = 1200 MPa, m = 3,42 et la limite d'endurance = 13 MPa. Ces valeurs s'apparentent à celles de la catégorie E. Il en résulte N = 6,5 x 10^5 cycles et une durée de vie de 18 ans.

– ***Calcul de la durée de vie selon l'édition 1998 de la norme européenne***

En consultant l'édition 1998 de la référence [9.20], on trouve que c'est la catégorie de courbes d qui caractérise le détail de l'assemblage (section 9.6.3 : *cordon de soudure d'angle, joint à recouvrement, contraintes concentrées à l'extrémité du cordon* – tableau 9.4 et détail 12 de la figure 9.47d). Ce détail est défini par la courbe 14 - 3,4 de la figure 9.48d. Avec $\Delta\sigma$ = 24 MPa, on obtient :

$$N \approx 8 \times 10^5 \text{ cycles}$$

$$\text{Durée de vie} = \frac{8 \times 10^5}{3{,}65 \times 10^4} \approx 22 \text{ ans.}$$

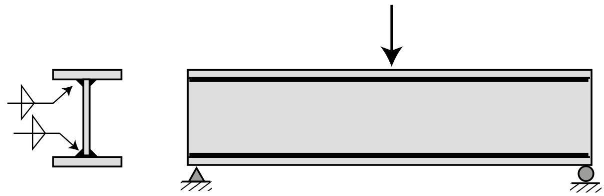
Pour fins de comparaison, la courbe inférieure de la figure 9.48d (courbe 12 - 3,4) décrit le détail 9 sur la figure 9.47d.

$$N \approx 5 \times 10^5$$

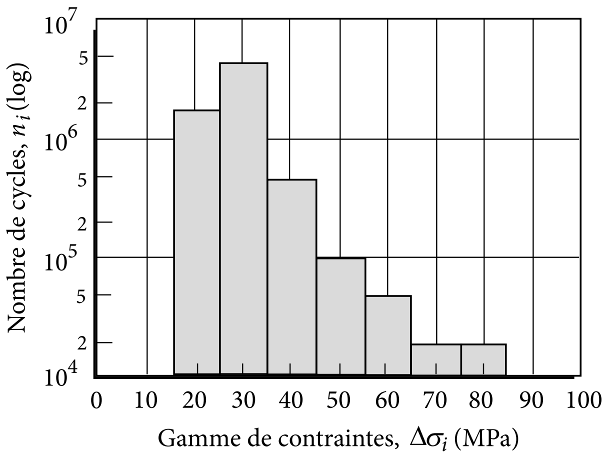
$$\text{Durée de vie} \approx 14 \text{ ans.}$$

EXEMPLE 9.5 Cumul de dommages

Une poutre en I est formée de trois plaques reliées au moyen de cordons de soudure d'angle exécutés par soudage automatique (figure 9.62a). À l'aide d'un cumul de dommages, vérifier si ce détail de construction peut atteindre la durée de vie prévue par l'histogramme de gammes de contraintes montré sur la figure 9.62b.



a) Poutre assemblée en aluminium



b) Histogramme de gammes de contraintes

FIGURE 9.62 Données de l'exemple 9.5

SOLUTION

a) Édition 2005 de la norme canadienne

Le détail se qualifie pour la catégorie *C* (section 9.6.1 : *soudures d'angle continues, sollicitées longitudinalement et réalisées sans interruption pendant le soudage*; figure 9.43).

Le cumul des dommages se vérifie à l'aide de la règle de Miner donnée par l'équation (9.20).

$$\sum_{i=1}^{k} \left(\frac{n_i}{N_i} \right) \leq 1{,}0$$

Les valeurs de N_i sont obtenues sur la courbe C de la figure 9.42.

$\Delta\sigma_i$ (MPa)	n_i	N_i	$\frac{n_i}{N_i}$
20	2×10^6	>>	—
30	5×10^6	3×10^7	0,17
40	5×10^5	3×10^6	0,17
50	1×10^5	9×10^5	0,11
60	5×10^4	$3{,}5 \times 10^5$	0,14
70	2×10^4	$1{,}5 \times 10^5$	0,13
80	2×10^4	8×10^4	0,25
			$\sum \frac{n_i}{N_i} = 0{,}97$

Puisque la règle de Miner est respectée, le détail de construction (la poutre soudée longitudinalement) pourra atteindre la durée de vie prévue par l'histogramme de différences de contraintes de la figure 9.62b.

b) Édition la plus récente de la norme canadienne

La catégorie de détail qui décrit la poutre assemblée de la figure 9.62 dans la référence [9.22] est la catégorie B : *soudures d'angle continues parallèles à la direction de la contrainte appliquée* - détail 4 de la figure 9.46. Si on reprend les calculs montrés au tableau précédent pour obtenir N_i et n_i/N_i avec les valeurs de C et de m pour la catégorie B du tableau 9.3 ou si on évalue les valeurs de N directement à partir de la figure 9.44 pour la catégorie de détail B pour chacune des gammes de contraintes considérées, on obtient 0,96 en appliquant la règle de Miner.

c) Norme américaine

La référence [9.23] utilise aussi la règle de Miner pour vérifier le cumul d'endommagement causé par la fatigue, mais la formulation est différente. C'est plutôt la courbe S-N qui décrit le détail qui fera la différence avec les résultats trouvés en (a) et (b).

Sur la figure 9.46, c'est le détail 4, une fois de plus, qui décrit le mieux la poutre étudiée. Selon le tableau de la référence [9.23], le détail est aussi classé dans la catégorie B.

On utilise donc l'information fournie dans le tableau 9.3 pour vérifier l'équation (9.28), dans laquelle la différence de contraintes équivalente ($\Delta\sigma_e$) est donnée par l'équation (9.23) :

$$\Delta\sigma_e = \left(\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{k} (\Delta\sigma_i^m \, n_i) \right)^{\frac{1}{m}} \qquad \text{(éq. 9.23)}$$

$$\Delta\sigma_e \leq C_f \; N_t^{-\frac{1}{m}} \qquad \text{(éq. 9.28)}$$

Pour la catégorie de détails B, $C = C_f = 900$ MPa, $m = 4{,}84$ et la limite d'endurance ($\Delta\sigma_{Ls}$) est égale à 37 MPa. Toutefois, cette limite ne sera pas utile puisque l'extension de la courbe définie par l'équation (9.27) sera utilisée (voir la figure 9.44).

Il faut s'assurer que la valeur des gammes de contraintes élevées considérées dans les calculs n'excède pas la valeur obtenue de l'équation (9.27) avec $N = 10^5$ cycles (voir le plateau supérieur sur la figure 9.45)[9.23].

$$\Delta\sigma_{\max} = C_f \; N^{-\frac{1}{m}} \qquad \text{(éq. 9.27)}$$

$$\Delta\sigma_{\max} = 900\,(10^5)^{-\frac{1}{4{,}84}} = 83{,}4 \text{ MPa}$$

Ce critère est satisfait, puisque la gamme de contraintes maximale est égale à 80 MPa.

$\Delta\sigma_i$ (MPa)	n_i	$\Delta\sigma_i^m \, n_i$
20	2×10^6	$4{,}0 \times 10^{12}$
30	5×10^6	$70{,}1 \times 10^{12}$
40	5×10^5	$28{,}4 \times 10^{12}$
50	1×10^5	$16{,}7 \times 10^{12}$
60	5×10^4	$20{,}2 \times 10^{12}$
70	2×10^4	$17{,}0 \times 10^{12}$
80	2×10^4	$32{,}5 \times 10^{12}$
$N_t = \sum_{i=1}^{k} n_i = 7{,}69 \times 10^6$		$\sum = 187{,}3 \times 10^{12}$

$$\Delta\sigma_e = \left(\frac{187{,}3 \times 10^{12}}{7{,}69 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{4{,}84}} = 33{,}6 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_e \leq 900\,(7{,}69 \times 10^6)^{-\frac{1}{4{,}84}} = 34{,}0 \text{ MPa}$$

L'écart entre ces deux résultats est du même ordre que ceux obtenus précédemment en utilisant la règle de Miner. Le critère du cumul d'endommagement est donc aussi vérifié selon la norme américaine.

RÉFÉRENCES

[9.1] SHARP, M.L., NORDMARK, G.E., MENZEMER, C.C., *Fatigue design of aluminum components and structures,* McGraw-Hill, 1996.

[9.2] FISHER, J.W., KULAK, G.L., SMITH, I.F.C., *A fatigue primer for Structural Engineers,* National Steel Bridge Alliance, May 1998.

[9.3] BATHIAS, C., BAÏLON, J.P., *La fatigue des matériaux et des structures,* 2e édition, Éditions Hermes, Paris, 1997.

[9.4] FUCHS, H.O., STEPHENS, R.I., *Metal fatigue in engineering,* John Wiley and Sons, New York, 1980.

[9.5] HIRT, M.A., BEZ, R., *Construction métallique – Notions fondamentales et méthodes de dimensionnement.* Traité de génie civil de l'École Polytechnique fédérale de Lausanne, 3e Édition, Volume 10, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2001.

[9.6] BROEK, D., *Elementary Engineering fracture mechanics,* Martinus Nijhoff Publishers, 4th Edition, The Hague, Netherlands, 1984.

[9.7] BARSOM, J.M. AND ROLFE, S.T., *Fracture and fatigue control in structures – Applications of fracture mechanics,* Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, 2nd Edition, 1987.

[9.8] TADA, H., PARIS, P.C., IRWIN, G.R., *The stress analysis of cracks handbook,* Del Research Corporation, St-Louis, 2nd Edition, 1985.

[9.9] MURAKAMI, Y. ET AL., *Stress intensity factors handbook,* Pergamon Press, Oxford, 1988.

[9.10] MAZZOLANI, F.M., *Aluminium alloy structures,* 2nd Edition, E & FN SPON, 1995.

[9.11] PARIS, P., ERDOGAN, F.A., *A Critical analysis of crack propagation laws,* Transactions, ASME, Series D, 85, 1963, pp. 528-534.

[9.12] HERTZBERG, R.W., *Deformation and fracture mechanics of engineering materials,* John Wiley and Sons, New York, 2nd Edition, 1983.

[9.13] BEAULIEU, D., PICARD, A., TREMBLAY, R., GRONDIN, G., MASSICOTTE, B., *Calcul des charpentes d'acier,* Institut canadien de la construction en acier, Willowdale, Ontario, Tome 1, 2003 (794 p.), Tome 2, 2010 (611 p.)

[9.14] PERSON, N.L., *Fatigue of aluminum alloy welded joints,* Welding Journal, No. 2, 1971.

[9.15] GUNN, K.W., MCLESTER, R., *Effect of mean stress on fatigue properties of aluminum alloy butt-welded joints,* Welding Journal, No. 3, 1960.

[9.16] GURNEY, T.R., *Fatigue of Welded Structures,* 2nd Edition, Cambridge University Press, 1979.

[9.17] PECHINEY RHENALU, *L'aluminium et la mer,* Paris, La Défense, France, 1993.

[9.18] HEYWOOD, R.B., *Designing against fatigue of metals,* Reinhold, New York, 1962.

[9.19] SHARP, M.L., *Behavior and design of aluminum structures,* McGraw-Hill, Inc., New York, 1993.

[9.20] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, *Eurocode 9. Design of Aluminium structures – Part 1-3 : Structures susceptible to fatigue,* EN 1999-1-3: 2007: E, Brussels, Belgium, May 2007.

[9.21] KOSTEAS, D., *ENV 1999-2 Fatigue Design (EC9) – Proposal for a National Application Document (NAD) and Corrections,* Report of the ad hoc Task Group ENV 1992-2 submitted to EAA, Brussels, Belgium, Nov. 1998.

[9.22] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium, S157-17 / S157.1-17 (R2022),* Rexdale, Ontario, Canada, 2017.

[9.23] THE ALUMINUM ASSOCIATION, *Aluminum Design Manual, Part 1–B Specification for aluminum structures,* Washington, D.C., 2020.

[9.24] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Canadian highway bridge design code,* CAN/CSA-S6:19, Rexdale, Ontario, 2019.

[9.25] KACSINSKI, M.R., DEXTER, R.J., VAN DIEN, J.P., *Fatigue-Resistant Design of Cantilevered Signal, Sign and Light Supports,* NCHRP Report 412, Transportation Research Board, National Research Council, Washington, D.C., 1998.

[9.26] FOUAD, HF., CALVERT, E.A., AND NUNEZ, E., ***Structural Supports for Highway Signs, Luminaires and Traffic Signals,*** NCHRP Report 411, Transportation Research Board, National Research Council, Washington, D.C., 1998.

[9.27] MCDONALD, J.R., MEHTA, K.C., OLER, W.W., PULIPAKA, N., ***Wind load effects on signs, luminaires and traffic signal structures,*** Texas Technical University, Lubbock, Texas, July 1995.

[9.28] COOK, R.A., BLOOMQUIST, D., AGOSTA, A.M., TAYLOR, K.F., ***Wind load data for variable message signs,*** Structures and materials research report No. 96-1, Dept. of Civil Eng., College of Engineering, University of Florida, Gainesville, Florida, April 1996.

[9.29] BÉDARD, S., MASSICOTTE, B., PICARD, A., ***Comportement des structures de signalisation aérienne en aluminium soumises à des sollicitations cycliques***, Rapport no EPM/GCS-2000-17, École Polytechnique, Montréal, Décembre 2000.

[9.30] GOSSELIN, R., LABONTÉ, M., ***Rapport d'analyse des soudures de la structure de signalisation routière en aluminium réalisé suite aux essais de fatigue et statiques sur poutre triangulée,*** Ministère des Transports du Québec, Direction du Laboratoire des chaussées, Service des Matériaux d'infrastructures, Secteur Métallurgie (Montréal), 1999.

[9.31] LENGEL, J.S., SHARP, M.L., ***Vibration and Damping of Aluminum Overhead Sign Structures,*** Highway Research Record, No. 259, 1969.

[9.32] MARTIN, K.A., EHSANI, M.R., BJORHOVDE, R., ***Field Testing of Highway Sign Support Structures,*** American Society of Civil Engineers, Journal of Structural Engineering, Vol. 113, No. 4, April 1987.

[9.33] VALLIÈRES, M., ***Portique de signalisation aérienne***, 7e Colloque sur la progression de la recherche québécoise sur les ouvrages d'art, Université Laval, Mai 2000.

[9.34] COOK, R.A., BLOOMQUIST, D., RICHARD, D.S., KALAJIAN, M.A., ***Damping of cantilevered traffic signal structures,*** Journal of Structural Engineering, Vol. 127, No. 12, Dec. 2001.

[9.35] ZHOU, Z.R., CARDON, A., GOUDREAU, S, FISET, M., ***Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue,*** Tribology International, Vol. 29, No. 3, 1966.

[9.36] GURNEY, T.R., ***Fatigue design, construction steel design – An international guide,*** Ed. P.J. Dowling, J.E. Harding, R. Bjorhovde, Elsevier Applied Sciences, 1992.

[9.37] EUROPEAN CONVENTION FOR CONSTRUCTIONAL STEELWORK, ***European recommendations for aluminium alloy structures – Fatigue design,*** Document No. 68, First Edition, 1992.

[9.38] NORDMARK, G.E., KELSEY, R.A., ***Fatigue tests of weathered aluminum bolted and welded joints,*** First International Aluminum Welding Conference, American Welding Society, Cleveland, Ohio, April 8, 1981.

[9.39] KAUFMAN, J.G., NELSEN, F.N., ***Cryogenic temperatures up fatigue strengths of Al-Mg alloys,*** Space/Aeronautics, July 1962.

[9.40] BROZETTI, J., CHABROLIN, B., ***Méthodes de comptage de charges de fatigue, Construction Métallique,*** Saint-Rémy-lès-Chevreuse, No 1, 1986, p. 49-70.

[9.41] PALMGREN, A., DIE LEBENSDAUER VON KUGELLAGERN, ***Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Düsseldorf,*** Band 68, Nr. 14, 1924, pp. 339-341.

[9.42] MINER, M.A., ***Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics,*** Vol. 12, No. 3, 1945, pp. 159-164.

[9.43] MENZEMER, C.C., ***Fatigue behavior of welded aluminum structures,*** Ph.D. Dissertation, Lehigh University, 1992.

[9.44] CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, ***Strength Design in aluminum,*** CAN/CSA-S157-M83, Rexdale, Ontario, 1983.

[9.45] MARSH, C., ***Strength of Aluminum,*** 5th Edition, Alcan Canada Products Ltd., 1983.

[9.46] IRVINE, N.M., ***The concept and definition of hot spot stress as used in the revised guidance for fatigue assessment of welded tubular joints,*** 2nd International Conference on Offshore Welded Structures, Nov. 16-18, 1982.

[9.47] PACKER, J.A., HENDERSON, J.E., ***Design guide for hollow structural section connections, Canadian Institute of Steel Construction,*** Willowdale, Ontario, 1992.

[9.48] VAN WINGERDE, A.M., ***The fatigue behaviour of T- and X- joints made of square hollow sections,*** Heron, Vol. 37, No. 2, 1992.

[9.49] PUTHLI, R.S., WARDENIER, J., DE KONING, C.H.M., VAN WINGERDE, A.M., VAN DOOREN, F.J., ***Numerical and experimental determination of strain (stress) concentration factors of welded joints between square hollow sections,*** Heron, Vol. 33, No. 2, 1988.

[9.50] BOUET-GRIFFON, M., COURBIÈRE, M., EHRSTRÖM, J.C., ***Fatigue assessment of aluminium welded components, Pechiney,*** Centre de Recherches de Voreppe, France (document remis à l'auteur en 2001).

[9.51] THE WELDING INSTITUTE, ***Improving the fatigue performance of welded joints,*** Cambridge, 1983.

[9.52] BREMEN, U., ***Amélioration du comportement à la fatigue des alliages soudés : étude et modélisation de l'effet des contraintes résiduelles,*** Thèse no 787, EPFL, Lausanne, 1989.

[9.53] FISHER, J.W., YEN, B.T., WANG, D., ***Fatigue of bridge structures – A commentary and guide for design, evaluation and investigation of cracking,*** ATLSS Report No. 89-02, Lehigh University, Bethlehem, PA, 1989.

[9.54] BRITISH STANDARDS INSTITUTION, ***Structural use of aluminum,*** BS8118, Part 1, Code of Practice for design, 1992 : Part 2, Specification for materials, Workmanship and protection, British Standards Institution, 1990.

[9.55] CANADIAN STANDARD ASSOCIATION, ***Lignes directrices pour la conception de ponts pour les piétons, les cyclistes et à usage multiple (Design guideline for pedestrian, cycling and multiuse bridges),*** CSA S7 :F23, Rexdale, Ont, 2023.

[9.56] CANADIAN STANDARD ASSOCIATION, ***Design of steel structures,*** CAN/CSA S16-14 (R2019), Rexdale, Ontario, 2014.

[9.57] AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS, ***AASHTO-LRFD Bridge design specifications,*** 2007.