Document de support de la présentation :

**Complément de conception d’assemblage mécanique**

Contenu développé par :

Alain Chapdelaine, ing.

Centre d’expertise et d’innovation sur l’aluminium d’AluQuébec

# SECTION 1

# Diapositive 4

Avec l’aluminium, le concepteur sera porté à utiliser davantage des joints de type mécanique (boulons, rivets ou attaches) comparé à ce qu’il utiliserait pour des assemblages de pièces en acier.

Un des principaux incitatifs découle de la perte de résistance en statique observée sur des joints soudés en aluminium par rapport au métal de base. En effet, l’opération de soudage amène, autour du joint, une zone affectée thermiquement (ZAT) dans laquelle les propriétés mécaniques de l’aluminium sont réduites.

# Diapositive 5

Des normes de conception spécifique existe pour l’aluminium. La norme CSA : S157-17 traite principalement d’ouvrage de génie civil mais elle est rédigée pour être utilisée pour tout assemblage porteur en aluminium. Cette norme évalue la résistance d’éléments ou d’assemblage selon le principe du calcul aux états limites où la marge de sécurité est distribuée dans la pondération des résistances (coefficients de tenu *i*) et la factorisation des charges prescrites. Il est donc opportun de revoir les notions de base entourant les principaux modes de défaillance en cisaillement des joints mécaniques.

# Diapositive 6

La formabilité de l’aluminium permet une utilisation relativement économique de profilés extrudés complexes, personnalisés, qui permettent une intégration de fonctions et ultimement une réduction de pièces. Ces profilés présentent souvent des zones fermées qui poussent à l’utilisation de rivets aveugles pour les assembler.

Nous nous pencherons également sur une étude de cas pour optimiser la résistance en arrachement de joints impliquant des rivets aveugles et des extrusions d’aluminium.

# SECTION 2

# Diapositive 7

Les rivets sont principalement adaptés pour des joints travaillant en cisaillement. Dans ces cas, les forces de séparation agissent parallèlement au plan de joint. Considérons, pour des fins de simplicité, un joint à simple recouvrement où la force appliquée sur les membrures cherche à cisailler les rivets dans le plan de jonction. Bien le désalignement des charges engendre aussi des efforts de flexion dans ce type de joint, nous resterons dans l’évaluation des résistances aux différents modes de défaillance susceptibles de se produire avec un chargement du joint qui ne serait qu’en cisaillement.

Les principaux modes de défaillance qui peuvent survenir sont: le bris en cisaillement de l’attache mécanique, l’affaissement de la pièce due à la pression de contact, la dislocation de la pièce derrière l’attache et le bris de la pièce dans l’aire nette efficace.

Notons que la résistance effective du joint ne pourra pas être meilleure que la plus petite des résistances à ces modes de défaillance.

# Diapositive 8

Le premier mode de défaillance du joint qui nous vient en tête est le bris de l’attache elle-même. Dans le cas de boulons, de visses ou de rivets pleins, la résistance pondérée de l’attache au sectionnement par cisaillement (*Vr* ) dépend du coefficient de tenu en lien avec des attaches mécaniques (*f* ), de la section du corps de l’attache (*A*) calculée avec son diamètre nominal (*d*), des propriétés mécaniques du matériaux qui la compose (*u1* = 0.6 *Fu1*) et de conditions de chargement (** et *m*).

Les rivets aveugles commercialement disponibles sont formés d’un assemblage de pièces en acier, certaines serties lors de la pose, comportant des résistances de base variées. Nous utiliserons des valeurs mesurées de résistance de base du rivet en cisaillement (*Vmanuf*) ou en arrachement (*Tmanuf*) qui sont généralement fournies par le manufacturier de rivets.

# Diapositive 9

Le principal mode de défaillance sur les pièces assemblées est un affaissement de la pièce dans la zone d’appui radial due à la pression de contact avec l’attache menant à une ovalisation permanente du trou. Ce mode de défaillance ne conduit pas à une séparation des pièces mais plutôt à un jeu excessif entre les pièces. L’épaisseur des parois ainsi que les propriétés mécaniques des pièces assemblées pouvant différer, la résistance à ce mode doit être calculée pour chacune des pièces assemblées.

La distribution des efforts de compression dans la zone d’appui radial entre le rivet et la membrure n’est pas uniforme. Les zones où la déformation sera maximale seront soumis à des conditions triaxiales de chargement. Pour simplifier, nous définissons une contrainte d’appui moyenne (« bearing stress », *b*) comme le ratio de la force de cisaillement agissant dans le joint (*F* ) sur la surface projetée de la zone d’appui radial (*Ab* = *d* *t* ). Dans le cas de pièces en aluminium, nous observons que la limite ultime d’appui moyen *(**bu*) est typiquement 2.0 fois la limite ultime de l’alliage considéré (*Fu2*). Dans la norme CSA : S157-17, la résistance de base à la pression de contact est pondérée à l’aide d’un coefficient de tenu différent de celui utilisé pour la résistance de l’attache.

# Diapositive 10

Ce mode de défaillance de la pièce due à la pression de contact constitue le mode préférentiel de défaillance. En effet, dans le contexte d’un assemblage comportant de nombreuses attaches, nous voulons éviter que l’application locale d’une surcharge entraine le cisaillement d’une attache et le transfert soudain de charges aux attaches voisines, entrainant ainsi une séparation potentiellement complète des pièces assemblées à la suite d’une cascade de bris d’attaches. Par contre, si la membrure se déforme localement avant que l’attache ne se cisaille, cela permettra une certaine redistribution de la surcharge sur les rivets voisins tout en continuant de supporter localement une partie de la charge, certes dans un trou déformé, mais évitant ainsi un bris généralisé.

Comme la résistance de l’attache varie généralement selon *d2* alors que la résistance de la pièce à la pression de contact varie selon *d*, cette préférence pour le mode de défaillance fournira le diamètre nominal minimum des attaches souhaitables à utiliser pour l’épaisseur de la membrure la plus faible à joindre. Notons que d’autres considérations, tel que l’interférence de l’outillage d’assemblage, de la tête ou de la tige résiduelle de l’attache avec les pièces environnantes, auront plutôt tendance à limiter la taille désirée des attaches. Noter que le graphique compare des résistances de base non-pondérés (*Vr* /*f* à *Br* /*u*).

La norme CSA : S157-17 reconnaît la préférence du mode de défaillance de la pièce sur celui de l’attache en associant un coefficient de tenu plus petit pour le calcul de la résistance de l’attache. Un coefficient de tenu plus petit requiert ainsi une résistance de base plus grande pour supporter les mêmes charges.

# Diapositive 11

Lorsque le trou de l’attache se trouve suffisamment près de la bordure arrière de la pièce, la force requise pour cisailler chacune des deux faces de la section de la pièce derrière le trou (*Dr*) devient plus petite que la force de résistance de base à la pression de contact (*Br* /*u*). Le mode « dislocation de la pièce derrière l’attache » prédomine lorsque la distance du trou à la bordure arrière (*et* ) devient inférieure à 1.67*d*.

Pour minimiser l’occurrence de se mode de défaillance, la norme CSA : S157-17 impose que *et* soit égale ou supérieure à 1.5*d* et réduit la résistance pondérée à la pression de contact (*Br*) lorsque *et* est inférieure à 2*d*. En conservant *et* supérieure à 2*d* on évite ainsi de réduire la résistance pondérée du joint.

# Diapositive 12

En comparant la résistance de la pièce dans sa section nette (*Tr* ) avec la résistance à la pression de contact (*Br* ) nous pouvons trouver la dimension de l’attache qui maximise la résistance du joint. Une attache trop petite fera en sorte de limiter la résistance à la pression de contact alors qu’une attache trop grosse réduira la quantité de matière de chaque côté du trou et donc également la résistance de la pièce dans sa section nette. Le point d’équilibre entre ces résistances est atteint lorsque *el* est égale à 1.5*d* ou lorsque *ec* est égale à 3*d*.

Le positionnement d’un trou par rapport à une bordure latérale ou par rapport à un autre trou doit être limité pour éviter de trop réduire la résistance de la pièce dans l’aire nette efficace. Des limites inférieures sont donc fournies pour *el* et *ec* dans la norme CSA : S157-17. Comme le bris dans la section nette mène à une séparation complète des pièces, le joint optimal (compromis sécurité/résistance) se retrouve à des valeurs de *el* et *ec* légèrement plus grandes.

# SECTION 3

# Diapositive 13

Considérons un arrangement où un connecteur en « U » est attaché sur un long profilé fermé avec la tête secondaire du rivet qui se forme à l’intérieur du profilé.

Compte-tenu qu’ils développent une surface d’appui axial limitée, plus petite qu’une rondelle, tête de boulon ou écrou, les rivets aveugles ne sont généralement pas choisis pour une application dans laquelle la charge agirait principalement dans la direction axiale du rivet. Toutefois, pour des raisons d’accès lors de l’assemblage, ces rivets demeurent souvent les seuls qui offrent une solution praticable.

Une évaluation de la résistance en arrachement d’un tel joint serait utile pour optimiser la conception du joint (choix du diamètre du rivet et de l’épaisseur de paroi). La résistance du joint a été mesurée à l’aide de tests en laboratoire et également estimée avec un modèle structural simple par éléments finis.

# Diapositive 14

Pour évaluer la résistance en traction d’un tel assemblage, des essais en laboratoire ont d’abord été organisés. Des plaques de 12 po x 12 po, d’épaisseur variant de 0.061 po à 0.125 po, en aluminium 6061-T6 ont été assemblées à un ancrage à l’aide d’un rivet aveugle Huck Magna-Bulb de 5/16 po. La résistance en arrachement annoncée par le manufacturier pour le rivet Magna-Bulb 5/16 est de 2 960 lbf. L’ancrage est monté sur une colonne de traction instrumentée de façon à ce qu’il soit forcé de suivre le mouvement vertical d’un vérin hydraulique pendant que le pourtour de la plaque reste fixé sur la table d’essai. Le montage mesure et enregistre le déplacement vertical et la force de traction requise pour soulever le rivet jusqu’au bris du joint.

# Diapositive 15

Les tests ont révélé deux modes distincts de défaillance. Avec les plaques de 0.61 po, 0.79 po et 0.89 po, la défaillance de l’assemblage est survenue lorsque l’épaulement du côté aveugle du rivet est passé au travers de la plaque avec une force appliquée qui était inférieure à la résistance en arrachement du rivet. Dans ces cas, la résistance de la plaque au retroussement de la zone d’appui axial (*Ar*) était plus petite que la résistance du rivet (*Tr*). Avec les plaques de 0.125 po, c’est plutôt le rivet qui s’est brisé juste avant qu’il ne réussisse à déformer suffisamment la plaque pour passer à travers, avec des forces appliquées avoisinant la résistance annoncée du rivet.

# Diapositive 16

Les résultats des essais en laboratoire montrent que la résistance d’appui axial de la plaque (*Ar*) augmente avec son épaisseur. La forme de la tête primaire du rivet, tête bombée ou tête fraisée, n’influence pas significativement la résistance d’appui axial offerte par la plaque du côté secondaire.

# Diapositive 17

Le travail de modélisation consistait, d’abord, à reproduire les mêmes conditions locales de chargement à l’aide d’une représentation axisymétrique simplifiée de l’appui de la tête secondaire d’un rivet Magna-Bulb 5/16 sous une plaque de diverses épaisseurs pour, ensuite, pouvoir estimer la résistance d’une plaque d’épaisseur quelconque avec un rivet de taille quelconque. Comme première approche, l’interaction de la plaque avec l’ancrage est négligée, le modèle n’incluant pas la géométrie de l’ancrage. Toutefois, l’ensemble des non-linéarités ont été considérées dans le modèle: les non-linéarités géométriques (grands déplacements), un contact non linéaire avec friction pour gérer l’interaction entre le bulbe du rivet et la plaque et les non linéarités de matériaux permettant de représenter le comportement de la plaque dans ses domaines élastiques et plastiques de déformation. La force de réaction requise pour forcer le déplacement imposé du rivet vers le haut a été colligée sur une cinquantaine de points le long de la trajectoire qui le forçait à passer au travers du trou de la plaque. La force maximale colligée devrait corresponde à la force maximale mesurée lors des essais mécaniques pour lesquels le rivet a passé à travers la plaque.

# Diapositive 18

Les estimés du modèle AEF, les points verts, se comparent avantageusement aux résultats des tests en laboratoire, les points bleus et oranges. Le fait de ne pas avoir inclus la pré-tension et l’interaction (friction et limitation de déformation) de la plaque avec l’ancrage semble expliquer la légère sous-estimation de la résistance de la plaque par le modèle AEF. Ce modèle pourra tout de même fournir un assez bon estimé de la résistance de la plaque pour de nouvelles combinaisons de taille de rivet et/ou d’épaisseur de plaque.

Rappelons que l’objectif est d’optimiser la conception de ce type de joint et donc de trouver une combinaison de type et grosseur de rivet avec une épaisseur de paroi pour laquelle la résistance en arrachement du rivet (*Tr*) s’apparente à la résistance de la pièce (*Ar*). Jusqu’à maintenant, les combinaisons présentées montrent donc qu’il serait optimal d’utiliser, en arrachement, un rivet Huck Magna Bulb 5/16 (*Tr* annoncé de 2960 lbf) sur une paroi en 6061-T6 de 0.125 po d’épaisseur (*Ar* estimé de 3018 lbf)

# Diapositive 19

Retournons à notre problème de conception de joint d’un rail en « U » sur un profilé creux de plancher aux parois de 0.100 po d’épaisseur. Un rivet Huck Magna Bulb 5/16 était préliminairement prévu. Basé sur les résultats précédemment présentés, la résistance de ce joint serait estimée à 2 199 lbf avec une défaillance prévue du côté de la pièce.

Pour maximiser la résistance du joint nous envisageons d’abord l’utilisation d’un type de rivet plus résistant de même taille : Huck BOM 5/16 avec une résistance en arrachement annoncée de 5 200 lbf. Notons qu’il faudra valider que la tête primaire saillante de ce rivet ne causera pas d’interférence avec d’autre pièce et que l’outillage plus robuste requis pour monter ce type de rivet pourra s’insérer dans l’ouverture du profilé en « U ».

Si nous ne changeons que le type de rivet, la résistance globale du joint restera autour de 2 175 lbf (estimé par AEF avec BOM 5/16 sur 0.100 po d’épaisseur de paroi), limitée par la résistance de la paroi. Pour utiliser avec escient ce type de rivet, il faut également modifier le profilé de plancher en épaississant, dans la zone d’assemblage seulement, la paroi de façon à augmenter sa résistance locale sans trop augmenter la quantité de matière. Notons que la formabilité de l’aluminium et la flexibilité du procédé d’extrusion prennent tout leur sens ici. En effet, la fabrication d’une nouvelle filière d’extrusion (outillage) ne coûte environ que $8 000 pour ce genre de profilé. Le procédé d’extrusion permet ainsi d’ajouter toutes sortes de fonctionnalités directement à même le profilé, évitant ainsi souvent l’utilisation et l’assemblage de pièces supplémentaires.

Finalement, à l’aide de modélisation AEF, nous déterminons la largeur de la zone à épaissir ainsi que la surépaisseur requise pour que la résistance offerte par la pièce soit similaire à la résistance annoncée du rivet.

# Diapositive 20

Un modèle AEF est élaboré avec la géométrie du rivet Huck BOM 5/16 sous une plaque de 0.100 po d’épaisseur munie d’une bande de renfort centrée dans la zone d’attache. En raison de la bande de renfort extrudée la géométrie n’est plus axisymétrique. Ce dernier modèle doit donc être monté en 3D, avec, cependant, 2 plans de symétrie. Le domaine d’étude est donc un secteur qui couvre un quart du rivet et d’une plaque renforcie. Une approche similaire est utilisée, les interactions avec la pièce supérieure ne sont pas incluses mais les non-linéarité géométriques, de contact et de matériaux sont considérées. Après quelques combinaisons de largeur et d’épaisseur de bande de renfort, nous obtenons une estimation qu’une bande de renfort de 0.225 po d’épaisseur sur 0.75 po de large permettrait d’obtenir une résistance de paroi de 5 140 lbf. L’utilisation d’un nouveau type de rivet sur un profilé modifié nous permet donc d’augmenter la résistance en arrachement du joint de 2 199 lbf/rivet à 5 140 lbf/rivet.