

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE .....	i
AVANT-PROPOS ET REMERCIEMENTS .....	ii
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES .....	viii
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	xii
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	10
1.1 Historique.....	10
1.2 Revue de la littérature .....	10
1.2.1 Publications antérieures aux dix dernières années.....	10
1.2.2 Publications des dix dernières années.....	16
1.2.3 Observations et commentaires de quelques chercheurs.....	24
1.3 Évolution de la norme CSA S16.....	25
1.4 Règles de calcul des normes CSA S16.1-M78 et CSA S16.1-M84 .....	26
1.4.1 Règles de calcul de la norme CSA S16.1-M89 .....	26
1.4.2 Règles de calcul de la norme CSA S16.1-94M .....	27
1.4.3 CSA S16-01 Règles de calcul aux états limites.....	29
1.5 LRFD 2000 de l'American Institute Steel Construction (AISC).....	30
1.6 Essais en laboratoire .....	32
1.7 Essais en laboratoire à l'ÉTS .....	33
1.8 Conclusion .....	38
CHAPITRE 2 PARAMÈTRES INFLUENÇANT LA RÉSISTANCE .....	40
2.1 Excentricités.....	40
2.1.1 Excentricités dues aux positions des axes neutres des sections.....	41
2.1.2 Soudures excentriques en flexion .....	43
2.1.3 Excentricités dues aux lignes de travail des membrures.....	49
2.2 Rigidités .....	50
2.2.1 Rigidité des connecteurs (soudures) .....	50
2.2.2 Rigidité des pièces de transfert (gousset et membrure tendue) .....	50
2.3 Contraintes résiduelles.....	51
2.4 Effets du deuxième ordre.....	52
2.5 Conclusion .....	53

CHAPITRE 3	ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS .....	55
3.1	Analyse plastique non-linéaire.....	55
3.2	Propriétés du logiciel ANSYS .....	56
3.3	Modèles utilisés lors de l'analyse par éléments finis.....	61
3.3.1	Plasticité des matériaux .....	61
3.3.2	Critère de défaillance de von Mises.....	63
3.3.3	Rigidité des matériaux .....	64
3.3.4	Marge de manoeuvre obtenue par les courbes de contrainte-déformation.....	65
3.3.5	Modèle d'un élément d'une poutre à treillis.....	66
3.3.6	Soudures.....	69
3.3.7	Flux de cisaillement.....	71
3.3.8	Barre et gousset.....	71
3.3.9	Tolérance .....	72
3.3.10	Conditions de raccordement .....	72
3.3.11	Maillage .....	72
3.3.12	Conditions aux frontières.....	75
3.3.13	Excentricités dans un modèle .....	75
3.4	Conclusion .....	78
CHAPITRE 4	MÉTHODE RATIONNELLE .....	79
4.1	Introduction.....	79
4.2	Méthode de Whitmore .....	79
4.3	Section critique d'une membrure.....	80
4.4	Flux de cisaillement dans la soudure .....	81
4.5	Distribution des contraintes dans les éléments .....	82
4.5.1	Éléments raccordés par une soudure longitudinale.....	86
4.5.2	Éléments raccordés par deux soudures longitudinales .....	90
4.6	Contraintes plastiques et limite ultime dans les assemblages soudés.....	91
4.6.1	Éléments raccordés par une soudure longitudinale.....	93
4.6.2	Éléments raccordés par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles .....	94
4.7	Comparaison entre les spécifications de la norme CSA S16-01 et les équations de l'approche proposée.....	96
4.7.1	Éléments raccordés par une soudure longitudinale.....	96
4.7.2	Éléments raccordés par deux soudures longitudinales sur deux bords parallèles .....	97
4.8	Comparaison entre les éléments raccordés par une soudure et ceux raccordés par deux soudures .....	98
4.8.1	Spécifications de la norme CSA S16-01.....	98
4.8.2	Équations de l'approche proposée .....	99
4.9	Méthode proposée pour les contraintes ultimes de différents profilés .	100
4.9.1	Barres .....	101

4.9.2	Cornières .....	101
4.9.3	Profilés en <i>C</i> et PCC .....	104
4.10	Conclusion .....	106
<b>CHAPITRE 5 DISCUSSION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS .....</b>		<b>107</b>
5.1	Points critiques au droit de l'assemblage (deux soudures égales) .....	108
5.2	Point critique au droit de l'assemblage (une soudure).....	114
5.3	Deux soudures inégales .....	119
5.4	Influence de la longueur de soudure .....	119
5.5	Régions non affectées .....	120
5.6	Perte de la résistance en utilisant ANSYS .....	122
5.7	Comparaisons des résultats .....	124
5.8	Conclusion .....	128
<b>CONCLUSION .....</b>		<b>130</b>
<b>RECOMMANDATIONS .....</b>		<b>132</b>
<b>ANNEXE 1 Exemples de calcul .....</b>		<b>134</b>
<b>ANNEXE 2 Essais en laboratoire à l'ÉTS.....</b>		<b>150</b>
<b>ANNEXE 3 Diagrammes des contraintes obtenus par ANSYS .....</b>		<b>159</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>		<b>194</b>

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I Essais par Bauer et Benaddi (2002) Description des échantillons .....	34
Tableau II Essais par Bauer et Benaddi (2002) Pourcentage de réduction.....	37
Tableau III Essais par Bauer et Benaddi (2002) Résistance théorique.....	37
Tableau IV Résultats obtenus par éléments finis.....	111
Tableau V Cornières – Bauer et Benaddi (2002).....	124
Tableau VI Cornières – Tremblay (2001).....	125
Tableau VII Profilés en C – Tremblay (2001).....	126
Tableau VIII Profilés PCC – Tremblay (2001).....	126
Tableau IX Barres – Easterling et Gonzalez (1993).....	127

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Décalage en cisaillement dans une barre tendue..... 2
Figure 2	Contraintes dans une membrure tendue..... 5
Figure 3	Types de soudure ..... 7
Figure 4	Membrures d'âme ..... 8
Figure 5	Excentricités entre les centres de gravité des sections..... 13
Figure 6	Paramètres géométriques selon la norme CSA S16-01 ..... 29
Figure 7	Paramètres géométriques ..... 32
Figure 8	Poutre à treillis métallique ..... 33
Figure 9	Cornières doubles à ailes inégales ..... 33
Figure 10	Éprouvette typique..... 34
Figure 11	Mesure des déformations au milieu des échantillons ..... 35
Figure 12	Jauges de déformation aux essais de Bauer et Benaddi (2002) ..... 36
Figure 13	Excentricités relatives aux axes neutres des sections (figure 5 répétée) 41
Figure 14	Flexion gauche..... 42
Figure 15	Torsion de la section due à la flexion gauche..... 43
Figure 16	Cornière modélisée par deux barres..... 44
Figure 17	Soudure excentrique en flexion ..... 44
Figure 18	Contraintes dans l'aile en saillie ..... 45
Figure 19	Contraintes dans la soudure ..... 46
Figure 20	Contraintes dans le gousset..... 47
Figure 21	État de contrainte et cercles de Mohr le long de la soudure ..... 48
Figure 22	Contraintes principales..... 49
Figure 23	Excentricités dues aux lignes de travail ..... 50
Figure 24	Moment dû à la rotation..... 51
Figure 25	Diagramme approximatif de contraintes résiduelles..... 52

Figure 26	Analyses à petits et grands déplacements .....	53
Figure 27	Itérations et incréments selon l'approche Newton-Raphson .....	56
Figure 28	Itération simple .....	59
Figure 29	Tolérances de convergence .....	59
Figure 30	Trois itérations .....	60
Figure 31	Deux incréments à deux itérations chacune.....	60
Figure 32	Durcissement cinématique .....	62
Figure 33	Type de plasticité des matériaux.....	62
Figure 34	Contraintes dans une barre tendue .....	63
Figure 35	Contraintes-déformations de l'acier.....	64
Figure 36	Différentes courbes de .....	65
Figure 37	Poutre à treillis .....	66
Figure 38	Modèle complet d'une barre tendue fixée sur deux goussets .....	67
Figure 39	Modèle simplifié de moitié .....	67
Figure 40	Modèle simplifié réduit au quart.....	68
Figure 41	Modèle utilisé lors de l'étude.....	68
Figure 42	Assemblages à deux soudures.....	70
Figure 43	Assemblages à trois soudures .....	71
Figure 44	Maillage rigoureux (Augmentation graduelle) .....	73
Figure 45	Maillage moyennement rigoureux .....	73
Figure 46	Maillage grossier du type Free .....	74
Figure 47	Conditions aux frontières.....	75
Figure 48	Centres de gravité et plan neutre.....	76
Figure 49	Deux barres raccordées sur un gousset .....	76
Figure 50	Une barre raccordée sur un gousset .....	77
Figure 51	Une barre raccordée sur deux goussets.....	78
Figure 52	Exemple d'application de la méthode de Whitmore.....	80
Figure 53	Flux de cisaillement dans les soudures .....	82
Figure 54	Distribution des contraintes .....	83

Figure 55	Distribution générale des contraintes.....	85
Figure 56	Contraintes sur plusieurs sections.....	87
Figure 57	Contraintes élastiques .....	88
Figure 58	Modèle en forme d'un cadre.....	90
Figure 59	Diagramme linéaire des contraintes.....	91
Figure 60	Contraintes ultimes .....	92
Figure 61	Contraintes plastiques – Une soudure longitudinale.....	93
Figure 62	Contraintes plastiques – Deux soudures longitudinales.....	95
Figure 63	Approche rationnelle et CSA S16-01 Une soudure longitudinale.....	97
Figure 64	Approche rationnelle et CSA S16-01 Deux soudures longitudinales....	98
Figure 65	Équations de CSA S16-01 .....	99
Figure 66	Équations de l'approche rationnelle.....	100
Figure 67	Cornière ouverte.....	102
Figure 68	Contraintes représentées séparément .....	102
Figure 69	Contraintes ultimes – Limite de l'ensemble des contraintes .....	103
Figure 70	Soudures courtes .....	104
Figure 71	Profilé en C connecté par l'âme.....	104
Figure 72	Profilé en C connecté par les semelles.....	105
Figure 73	Profilé PCC .....	105
Figure 74	Décalage en fonction des moments.....	107
Figure 75	Barre tendue avec deux soudures de même longueur.....	108
Figure 76	Contraintes dans la soudure .....	109
Figure 77	Addition des contraintes horizontales sur la soudure .....	109
Figure 78	Élément critique sur la section critique.....	110
Figure 79	Contrainte équivalente au point A.....	110
Figure 80	Contraintes effectives à la section critique si $L/w < 0,87$ .....	113
Figure 81	Contraintes sur la section critique $L/w > 0,87$ .....	114
Figure 82	Contrainte de von Mises maximale.....	115
Figure 83	Contrainte $S_x$ .....	116

Figure 84	Section d'un cordon de soudure.....	116
Figure 85	Diagramme des corps libres.....	117
Figure 86	Contrainte maximale de von Mises.....	118
Figure 87	Contrainte maximale en fonction de la longueur de la soudure.....	119
Figure 88	Charge maximale en fonction de la soudure – Une soudure .....	120
Figure 89	Régions non affectées .....	121
Figure 90	Région non affectée en fonction de la longueur de la soudure .....	121
Figure 91	Progression schématique des contraintes.....	122



## LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

$A$	Aire brute de la section, $\text{mm}^2$
$A_{\text{critique}}$	Aire critique de la section, $\text{mm}^2$
$A_e$	Aire effective de la section, $\text{mm}^2$
$A_g$	Aire brute de la section, $\text{mm}^2$
$A_n$	Aire nette de la section, $\text{mm}^2$
$A_{ne}$	Aire nette effective de la section, $\text{mm}^2$
$A_{n1}$	Aire nette effective de la section raccordée par une soudure frontale, $\text{mm}^2$
$A_{n2}$	Aire nette effective de la section raccordée par deux soudures longitudinales, $\text{mm}^2$
$A_{n3}$	Aire nette effective de la section raccordée par une soudure longitudinale, $\text{mm}^2$
$A_{ne1}$	Aire nette effective de la section raccordée par une soudure frontale, $\text{mm}^2$
$A_{ne2}$	Aire nette effective de la section raccordée par deux soudures longitudinales, $\text{mm}^2$
$A_{ne3}$	Aire nette effective de la section raccordée par une soudure longitudinale, $\text{mm}^2$
$A'_{ne}$	Aire nette effective de la section, $\text{mm}^2$
$E$	Module d'élasticité des matériaux, MPa
$F_y$	Limite élastique de l'acier, MPa
$F_u$	Contrainte ultime de l'acier, MPa
$F_1, F_2, F_3$	Contrainte normale à la section critique, MPa
$F^a$	Vecteur des charges appliquées, kN

$F_i^{nr}$	Vecteur des charges correspondant aux contraintes dans les éléments
$K_i$	Matrice des coefficients de la rigidité non-linéaire du matériel
$K_i^T$	Matrice de la tangente (Jacobien)
$I_x$	Moment d'inertie par rapport à l'axe $x$ , $\text{mm}^4$
$I_y$	Moment d'inertie par rapport à l'axe $y$ , $\text{mm}^4$
$I_{xy}$	Moment produit de la section par rapport aux axes $x$ et $y$ , $\text{mm}^4$
$I_{mx}, I_{my}$	Moments d'inertie modifiés $I_{my} = \frac{I_x I_y - I_{xy}^2}{I_x}$ , $I_{mx} = \frac{I_x I_y - I_{xy}^2}{I_y}$ , $\text{mm}^4$
$L$	Longueur de l'assemblage dans la direction de la charge (longueur moyenne des soudures sur deux bords), $\text{mm}$
$L_1, L_2, L_3$	Longueur de la soudure longue, longueur de la soudure courte et longueur de la soudure frontale, $\text{mm}$
$L_1$	Longueur de la soudure, $\text{mm}$
$L_m$	Longueur de la membrure, $\text{mm}$
$M_x$	Moment par rapport à l'axe $x$ , $\text{kN}\cdot\text{m}$
$M_{xp2}$	Moment dû à la distance $x_{p2}$ , $\text{kN}\cdot\text{m}$
$M_y$	Moment par rapport à l'axe $y$ , $\text{kN}\cdot\text{m}$
$P_n$	Force de traction, $\text{kN}$
$R$	Résultante, $\text{kN}$
$S$	Module élastique de la section, $\text{mm}^3$
$S_x$ et $S_y$	Flux de cisaillement, $\text{kN}$
$T$	Force de traction, $\text{kN}$
$T_u$	Résistance ultime en traction, $\text{kN}$
$U$	Coefficient de réduction

$\Delta u_i, \Delta u_1, \Delta u_2$	Différence des degrés de liberté entre $u_i$ et $u_{i+1}$ , entre $u_i$ et $u_{i+1}$ , entre $u_{i+1}$ et $u_{i+2}$
$a$	Largeur de la partie plastifiée de la section, mm
$b_1$	Aire transversale d'un cordon de soudure passant par le centre de gravité, mm
$b_2$	Aire transversale d'un cordon de soudure en contact avec le gousset, mm
$b_{eff}$	Largeur effective de la section, mm
$c$	Largeur de la partie plastifiée de la section, mm
$dL, dL_1, dL_2, etc.$	Longueurs élémentaires de soudure, mm
$dx$	Longueur élémentaire de soudure correspondant à $dL$ , mm
$e$	Excentricité, mm
$e_x$	Excentricité dans la direction de l'axe $x$ , mm
$e_y$	Excentricité dans la direction de l'axe $y$ , mm
$i$	Indice inférieur représentant l'itération courante d'équilibre
$q$	Flux de cisaillement, N
$q_1$	Flux de cisaillement correspondant à $b_1$ , N/mm
$q_2$	Flux de cisaillement correspondant à $b_2$ , N/mm
$r_1, r_2$	Rayons de l'arc, mm
$t$	Épaisseur de la pièce, mm
$u$	Vecteur des valeurs inconnues des degrés de liberté (déplacements), mm
$u_i, u_{i+1}$	Valeur du degré de liberté à l'itération $i$ , à l'itération $i + 1$ , mm
$w$	Largeur de l'élément ou distance entre les soudures, mm
$x$	Longueur de la soudure affectée par $dL$ , mm
$y$	Largeur de la section correspondant à $dL$ , mm

$x, y$	Coordonnées, mm
$x_p$	Excentricité dans la direction de l'axe $x$ , mm
$x_{p1}$	Distance entre le centre de gravité de la force appliquée et celui de la soudure, selon la direction de l'axe $x$ , mm
$x_{p2}$	Distance entre le centre de gravité de la soudure et la surface de contact avec le gousset, selon la direction de l'axe $x$ , mm
$x_{p3}$	Distance entre la surface de contact avec le gousset et le centre de gravité du gousset, selon la direction de l'axe $x$ , mm
$y_p$	Excentricité dans la direction de l'axe $y$ , mm
$y_{p2}$	Distance entre le centre de gravité de la soudure et la surface de contact avec le gousset, selon la direction de l'axe $y$ , mm
$\bar{x}$	Selon CSA : distance mesurée entre le plan de cisaillement et le centre de gravité de l'élément en saillie (non raccordé) Selon LRFD : distance mesurée entre le plan de cisaillement et le centre de gravité de toute la section de la membrure tendue
$\alpha$	Rapport de la largeur $y$ à $L \tan \theta$
$\beta$	Rapport de la largeur $a$ plastifiée à $L \tan \theta$
$\theta$	Angle de distribution des contraintes, en degré
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\phi$	Coefficient de tenue
$\varphi$	Angle formé par l'axe principal de la section et l'axe de déformation, en degré
$\lambda$	Rapport des longueurs de soudures $L_2/L_1$
$\sigma$	Contrainte normale, MPa
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \text{ etc.}$	Contrainte de traction correspondant à la longueur $dL_1, dL_2, dL_3, \text{ etc.}$ , MPa

$\sigma_{\text{élem}}$	Contrainte élémentaire de traction correspondant à la longueur $x$ , MPa
$\sigma_{\text{max-excentricité}}$	Contrainte maximale due à l'excentricité, MPa
$\sigma_{\text{moy}}$	Contrainte moyenne, MPa
$\sigma_{x\text{max}1}, \sigma_{x\text{max}2}$	Contrainte maximale dans la soudure selon l'axe $x$ , MPa
$\sigma_{y\text{max}}$	Contrainte maximale dans la soudure selon l'axe $y$ , MPa
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Contrainte normale dans la direction $x, y$ et $z$ , MPa
$\sigma_{x1}, \sigma_{x2}, \sigma_{x3}$	Contrainte normale dans la direction $x$ des éléments 1, 2 et 3, MPa
$\sigma_{y1}, \sigma_{y2}, \sigma_{y3}$	Contrainte normale dans la direction $y$ des éléments 1, 2 et 3, MPa
$\sigma_E$	Contrainte effective
$\varepsilon_y$	Déformation selon l'axe $y$
$\tau_{xy}$	Contrainte de cisaillement dans le plan $xy$ , MPa
$\bar{\alpha}$	Position de la résultante des contraintes, sans unité
<b>AASHTO</b>	<b>American Association of State Highway and Transportation Officials</b>
<b>AISC</b>	<b>American Institute of Steel Construction</b>
<b>ACNOR</b>	<b>Association canadienne de normalisation</b>
<b>ASCE</b>	<b>American Society of Civil Engineers</b>
<b>ASD</b>	<b>Allowable Stress Design</b>
<b>BS</b>	<b>British Standard</b>
<b>CSA</b>	<b>Canadian Standards Association</b>
<b>CRSNG</b>	<b>Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada</b>
<b>ÉTS</b>	<b>École de technologie supérieure</b>
<b>FFCA</b>	<b>Fondation pour la formation en charpentes d'acier</b>

HSC	Handbook of Steel Construction
HSS	Hollow Structural Section
ICCA	Institut canadien de la construction en acier
JCGC	Journal canadien de génie civil
LRFD	Load and Resistance Factor Design
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MX	Contrainte maximale de von Mises
PCC	Profilé de construction creux
PSIRE	Programme de support institutionnel à la recherche et à l'enseignement de l'ÉTS
SABS	South Africa Bureau of Standards
SEQV	Contrainte équivalente ou contrainte de von Mises
SCGC	Société canadienne de génie civil

## INTRODUCTION

### Généralités

Dans les charpentes en acier, les pièces soumises à un effort de traction simple sont en principe faciles à dimensionner, car la distribution des contraintes dans la section est considérée uniforme. En réalité, cette distribution est généralement loin d'être totalement uniforme au voisinage des assemblages. À ces endroits, la disposition de différents éléments peut ainsi donner lieu à d'importantes excentricités et à du décalage en cisaillement.

### Décalage en cisaillement

La présente étude vise à minimiser les coûts des assemblages des poutres à treillis tout en respectant l'aspect sécuritaire des structures. L'étude traite du décalage en cisaillement, phénomène qui crée une perte de résistance dans un élément lorsque celui-ci n'est raccordé à son extrémité que par une partie de la section.

Le décalage en cisaillement est un problème complexe sur lequel se penchent les chercheurs en structures depuis plusieurs années. Des auteurs ont travaillé sur ce sujet et diverses approches ont été élaborées pour aider les ingénieurs en structures dans les prises de décision relatives à la conception des charpentes métalliques et des assemblages.

La figure 1 ci-dessous montre une barre tendue, attachée par un point dans le but de présenter le concept de décalage en cisaillement. On y retrouve une concentration des contraintes au voisinage de l'attache ainsi que des contraintes uniformes à partir d'une certaine distance que l'on appelle «longueur de décalage en cisaillement». Notons que la distribution en éventail des contraintes correspond à cette longueur.

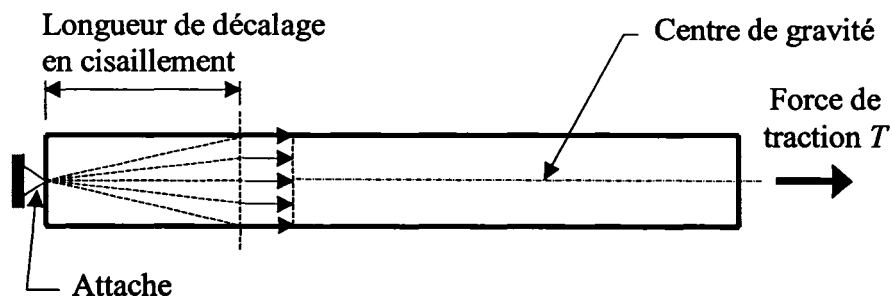


Figure 1 Décalage en cisailment dans une barre tendue

## Objectifs

Les objectifs du présent travail consistent à déterminer les modes de défaillance, les résistances, les déformations maximales ainsi que les répartitions de contraintes à la limite élastique et à la limite ultime, afin d'évaluer correctement le comportement des assemblages soudés. Ils consistent également à expliquer l'influence relative des dimensions et de l'arrangement des soudures et des cornières, de l'excentricité des charges, de la longueur des pièces, des détails de soudure et des rigidités relatives des éléments, sur l'efficacité des assemblages.

On prévoit proposer des améliorations aux règles de calcul qui figurent dans la norme canadienne CSA S16-01, Règles de calcul aux états limites des charpentes en acier, en fournissant des règles de calcul simples et précises. Des nouvelles équations sont développées permettant un calcul simplifié de la section nette effective pour tenir compte du décalage en cisailment. Le but est d'améliorer les règles de calcul actuelles pour l'assemblage soudé qui est à l'étude. Les équations proposées sont basées sur une analyse des résultats d'études menées dans d'autres universités, sur les résultats des essais en laboratoire réalisés à l'ÉTS, sur les analyses par la méthode des éléments finis ainsi que sur l'interprétation des normes actuelles.



## **Originalité**

Une nouvelle méthode de calcul, basée sur une approche rationnelle, est développée au cours de cette étude (chapitre 4). Il s'agit d'une extension de la méthode de Whitmore (1952), excepté qu'elle est utilisée pour calculer la résistance des membrures travaillant en traction plutôt que la résistance des goussets. Étant rationnelle, cette méthode risque d'avoir un impact positif sur la communauté des ingénieurs conseils car elle est plus intuitive et moins empirique.

L'étude est limitée sur l'analyse des barre réduisant ainsi le nombre de paramètres des assemblages de façon importante en comparaison avec les autres études. Ceci facilite une meilleure prédiction du comportement des assemblages étudiés et permet d'élaborer de règles plus spécifiques aux poutres à treillis.

## **Retombées du projet**

La portée immédiate de la recherche touche l'industrie de l'acier et en particulier les fabricants de charpentes métalliques. Ceux-ci pourront réaliser des économies importantes dans la fabrication de poutres à treillis soudées grâce aux règles de calcul plus précises. Ainsi, en comprenant mieux le comportement structural des assemblages, il sera possible de réduire les coûts de fabrication en choisissant les pièces de façon plus appropriée et en réduisant la longueur des soudures.

En effet, les poutres à treillis supportent les planchers et les toits des bâtiments à structures d'acier qu'on retrouve dans tous les secteurs (industriel, commercial, institutionnel, résidentiel). Étant donné que chaque poutre à treillis peut comprendre quelques dizaines d'assemblages et qu'un bâtiment peut compter plusieurs centaines de poutres à treillis, des milliers d'assemblages sont requis pour un bâtiment de taille moyenne et des millions sont fabriqués chaque année au Canada.

Le coût des assemblages comprend la préparation des pièces et le soudage. Le dimensionnement d'un assemblage peut également restreindre le choix des pièces à assembler et faire augmenter les coûts.

### **Méthodologie**

Les résultats de quelques essais en laboratoire effectués par l'équipe du professeur Bauer à l'ÉTS (chapitre 1) sont analysés par la méthode des éléments finis afin d'interpréter correctement les résultats (chapitre 3).

La partie théorique a débuté en 2002 et s'est poursuivie jusqu'à la soumission de ce travail. Elle consiste à proposer une nouvelle approche rationnelle relative à la distribution des contraintes près des assemblages (chapitre 4). L'approche est formulée par des équations mathématiques et confirmée par des résultats expérimentaux et analytiques.

Des comparaisons sont faites entre les résultats expérimentaux de la série d'essais en laboratoire, les résultats d'analyses par la méthode des éléments finis, les résultats théoriques obtenus de la méthode rationnelle et les prescriptions contenues dans la norme canadienne CSA S16-01. Finalement, des recommandations pour améliorer les règles de calcul sont élaborées à partir des observations expérimentales et théoriques.

### **Assemblages**

Les assemblages sont la source de nombreuses concentrations de contraintes causées par les discontinuités géométriques, les contraintes dues au serrage des boulons et celles engendrées par le chauffage lors du soudage. Les tolérances d'ajustage et le fait que les efforts à transférer doivent passer par les connecteurs qui occupent un espace

relativement restreint viennent ajouter à la complexité des assemblages dont l'étude, tant expérimentale que théorique, pose de nombreuses difficultés.

Dans les recherches expérimentales sur les assemblages, on s'est surtout intéressé au comportement global plutôt qu'au comportement de chacun des éléments constitutifs de l'assemblage : connecteurs (boulons ou soudures) et pièces de transfert (goussets, cornières). Il faut toutefois reconnaître qu'il est souvent très difficile, sinon impossible, de mesurer les contraintes maximales qui se développent dans les connecteurs et les pièces de transfert. Les endroits où se produisent ces contraintes, par exemple près des assemblages, sont difficilement accessibles aux appareils de mesure (Picard & Beaulieu, 1991).

En général, les conditions réelles de distribution des contraintes dans les assemblages sortent du domaine d'application du comportement élastique du matériau et de la théorie simplifiée des poutres. À cause des concentrations de contraintes dans les assemblages, il n'est pas rare que les contraintes dépassent la limite élastique sous les charges d'utilisation (figure 2).

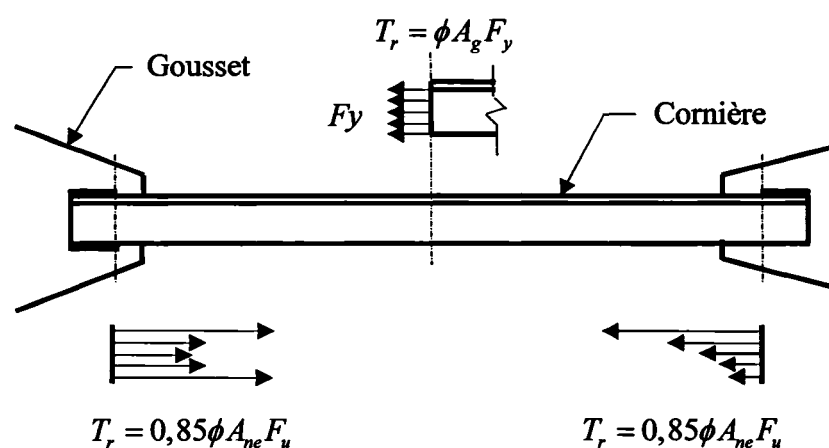


Figure 2 Contraintes dans une membrure tendue

Selon les normes de conception des structures d'acier, les contraintes ne doivent pas dépasser la limite élastique  $F_y$ , notamment au milieu de la pièce tendue. Toutefois, la plasticité de l'acier assure une redistribution des contraintes qui permet à l'assemblage de supporter la charge jusqu'à la limite ultime  $F_u$ .

Les méthodes de calcul des assemblages proposées dans la norme canadienne sont basées 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 dans la plupart des cas. Toutefois, pour certains types d'assemblages, des équations simples peuvent difficilement tenir compte de la multiplicité des paramètres et de la complexité de leur interaction.

### **États limites à vérifier dans les assemblages**

Lors de la conception d'un assemblage, l'ingénieur doit d'abord déterminer une répartition vraisemblable des efforts à travers l'assemblage. Il doit comprendre le cheminement des forces qui passent par les connecteurs et les pièces de transfert dans les assemblages afin qu'elles se transfèrent d'une membrure à l'autre. Ce cheminement des forces va déterminer quels sont les états limites à vérifier, par exemple :

- a. la rupture des connecteurs;
- b. la plastification de la section brute des pièces de transfert;
- c. la rupture de la section nette des pièces de transfert.

Dans les cas des assemblages boulonnés, les états limites suivants doivent être également vérifiés :

- a. l'ovalisation excessive des trous dans les pièces de transfert et les pièces assemblées, due à la pression diamétrale exercée par la tige des boulons;

- b. le voilement local des pièces de transfert ou des pièces assemblées, dû à une compression excessive sur une surface mince.

La vérification des états limites est essentielle pour les connecteurs et les pièces de transfert afin de vérifier leurs résistances aux contraintes sollicitant l'assemblage.

### Assemblages soudés

Les assemblages soudés sont les plus utilisés par les fabricants de charpentes d'acier en raison des conditions favorables à leur exécution, à l'intérieur des ateliers munis des équipements appropriés au soudage. Les soudeurs bénéficient d'une bonne accessibilité à tous les joints qu'ils désirent exécuter.

### Poutres à treillis avec assemblages soudés

L'assemblage des poutrelles à treillis est réalisé par soudage en usine. La disposition des soudures peut être non symétrique pour les membrures d'âmes qui sont inclinées. En effet, avec les cornières, les soudures longitudinales sont souvent de longueur inégale (soudure équilibrée) et la soudure frontale, si elle est utilisée, est sur l'une des ailes seulement. La figure 3 montre quelques types de soudure.

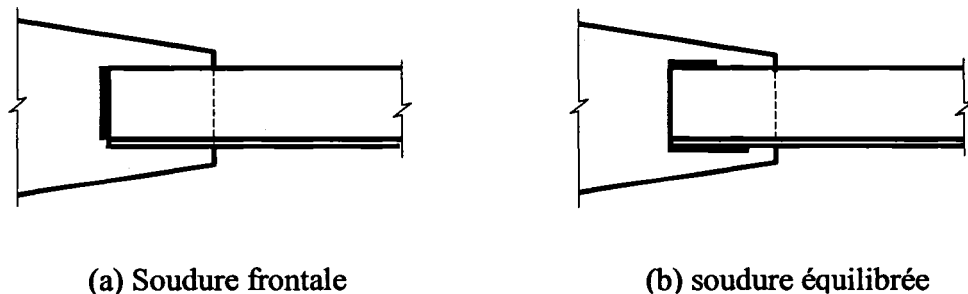


Figure 3 Types de soudure

Notons que les membrures supérieures et inférieures (cordes) sont habituellement faites de cornières jumelées ou de profilés en  $T$  tandis que les membrures d'âme sont constituées de profilés en  $C$ , de profilés de construction creux (PCC) ou de cornières (figure 4).

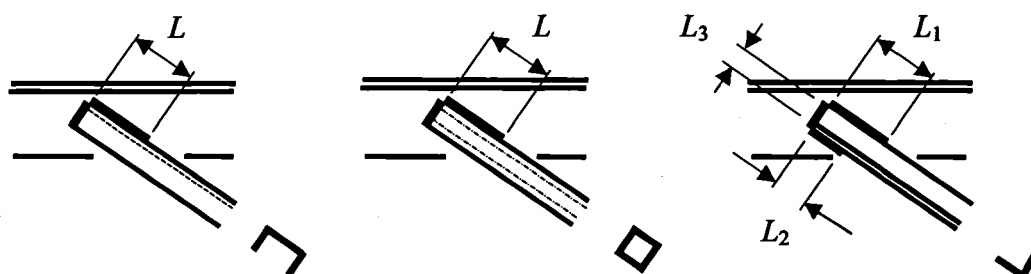


Figure 4 Membrures d'âme

### Travail effectué

Le travail effectué comporte des tâches théoriques et expérimentales. Au début, il devait être limité à l'étude du comportement des assemblages soudés de cornières simples et doubles, à ailes égales et inégales, souvent utilisées dans les poutres à treillis. Les autres profilés ainsi que les assemblages boulonnés et rivetés devaient être exclus. En procédant ainsi, le nombre de paramètres est réduit permettant une meilleure prédiction du comportement des assemblages et une bonne élaboration de règles spécifiques à ce genre de poutres. À la fin de l'étude, la méthode rationnelle s'est avérée applicable à tous les types d'assemblages

Des essais en laboratoire ont été effectués par Bauer et Benaddi (2002) sur des spécimens dimensionnés conformément à la norme canadienne CSA S16-01. De plus, des analyses par la méthode des éléments finis ont été réalisées qui tenaient compte de la non-linéarité du matériau et de la géométrie des assemblages. La non-linéarité du matériau est due à la plastification de l'acier, c'est-à-dire aux grandes déformations,

tandis que la non-linéarité de la géométrie est causée par les grands déplacements signalés par les modèles. Des comparaisons sont réalisées entre :

- a. les résultats expérimentaux des essais en laboratoire effectués à l'ÉTS et par d'autres chercheurs;
- b. les résultats analytiques obtenus par la méthode des éléments finis;
- c. les résultats théoriques basés sur l'approche rationnelle et le modèle simplifié;
- d. les résultats paramétriques basés sur les recommandations de la norme canadienne CSA S16-01.

# **CHAPITRE 1**

## **REVUE DE LA LITTÉRATURE**

### **1.1 Historique**

Une recherche bibliographique a été effectuée afin de préciser le sujet de recherche et permettre au lecteur de situer le travail dans l'ensemble des ouvrages accomplis à ce jour. Un résumé de chaque ouvrage est décrit ci-dessous afin de présenter les travaux d'autres chercheurs.

La revue de la littérature porte sur le phénomène de décalage en cisaillement pour tous les types d'assemblage : soudés, boulonnés et rivetés. Plusieurs approches tenant compte de la résistance affaiblie des pièces tendues en raison du décalage en cisaillement sont présentées dans le cadre de ce chapitre. Ces études ont servi à formuler quelques normes couramment utilisées.

Notons que Munse et Chesson (1963) étudièrent les assemblages boulonnés et rivetés afin de déterminer leur résistance. Ils avaient en fait développé une approche de calcul faisant actuellement partie de la norme américaine Load and Resistance Factor Design (LRFD) et de la norme canadienne CSA.

### **1.2 Revue de la littérature**

La revue de la littérature est présentée en ordre chronologique commençant par les publications les plus anciennes.

#### **1.2.1 Publications antérieures aux dix dernières années**

Les premières études remontent au début du vingtième siècle. De nombreuses publications, fort intéressantes au niveau théorique, ont été effectuées entre les années



1940 et 1970. Plusieurs études subséquentes présentent des analyses par la méthode des éléments finis. Quant à la méthode de Whitmore (1952), elle sera l'objet du paragraphe 4.2.

#### **McKibben (1906) et (1907)**

En 1906, l'auteur effectue 27 essais sur des cornières tendues afin de comparer la résistance à la traction des cornières simples et doubles et de déterminer les effets des assemblages rivetés sur la résistance à la traction de ces cornières. Les essais montrent que la rupture se produit dans les cornières à proximité de la première ligne de rivets réduisant la résistance de la pièce. De plus, les essais confirment que l'utilisation des cornières doubles est plus efficace que celui des cornières simples. L'auteur démontre que l'application des charges doit se faire vis-à-vis l'axe neutre de la cornière afin de minimiser la perte de la résistance de la pièce tendue.

En 1907, l'auteur réalise une étude complémentaire sur les assemblages rivetés dans le but d'améliorer les conditions des essais effectués l'année précédente. Trente-trois cornières sont testées en utilisant une machine à manettes articulées afin de permettre une distribution uniforme des contraintes, dans les cornières. Les essais confirment les résultats obtenus en 1906.

#### **Davis et Boomsitter (1940)**

Les auteurs élaborent des essais en traction sur six cornières rivetées et six cornières soudées. Les cornières sont simples et doubles. Les essais sont effectués dans le but de comparer les deux types d'assemblage, soudé et riveté. Les résultats confirment une très petite différence de la résistance à la traction à tel point que les mêmes recommandations de calcul peuvent être utilisées pour les deux types d'assemblage. Les résultats confirment également la meilleure résistance à la traction des cornières doubles si les assemblages sont soudés.

**Gibson et Wake (1943)**

Les auteurs réalisent une étude sur les assemblages soudés. Ils utilisent 54 spécimens faits de cornières simples et doubles. La rupture est souvent provoquée au niveau des soudures dans le but de rompre les membrures travaillant en traction que l'on désire analyser. La rupture de quelques cornières simples est attribuée à l'excentricité de la charge par rapport à l'axe neutre de la pièce.

Les auteurs constatent l'avantage de l'arrangement équilibré des soudures dans les assemblages de cornières simples. Le rapport de la longueur du cordon de soudure long sur celle du cordon court doit correspondre au rapport de la grande excentricité sur la petite excentricité mesurée à partir de l'axe neutre de la pièce. Quant aux cornières doubles, entre les arrangements équilibrés et non équilibrés des soudures, il n'y a aucune différence. Finalement, les auteurs déclarent que la résistance d'une pièce tendue diminue plus l'aile en saillie est grande.

**Munse et Chesson (1963)**

Les auteurs étudient les assemblages boulonnés et rivetés afin de déterminer leur résistance. Ils effectuent des essais sur 30 spécimens très courts faits de cornières simples et doubles. Les résultats obtenus sont incertains en raison des contraintes qui ne peuvent être uniformes compte tenu de la courte distance entre les assemblages.

Les auteurs observent que les recommandations de conception contenues dans les normes ne reflètent pas fidèlement la réalité et doivent être réévaluées. Ils recommandent un facteur maximal de résistance à la traction de 0,85.

### McGuire (1968b)

L'auteur se penche sur la question des contraintes non uniformes dans les sections tendues dues aux excentricités et observe les points suivants :

- a. si les membrures d'une structure métallique sont soudées d'un seul côté d'un gousset d'assemblage, les axes neutres de la membrure et du gousset forment des excentricités créant de moments de flexion qui s'ajoutent aux autres contraintes auxquelles l'assemblage doit résister;
- b. si la membrure faisant partie d'un assemblage est asymétrique ou si l'assemblage est soudé sur un seul élément de la section, certaines excentricités additionnelles se manifestent dans l'assemblage, causant ainsi des moments de flexion additionnels.

Donc, les excentricités totales causées par la distance entre l'axe neutre de la membrure et l'axe de la résultante des forces appliquées font en sorte que l'assemblage sera soumis non seulement à la résultante des forces en question, mais également à des moments de flexion formés par cette résultante avec les excentricités.

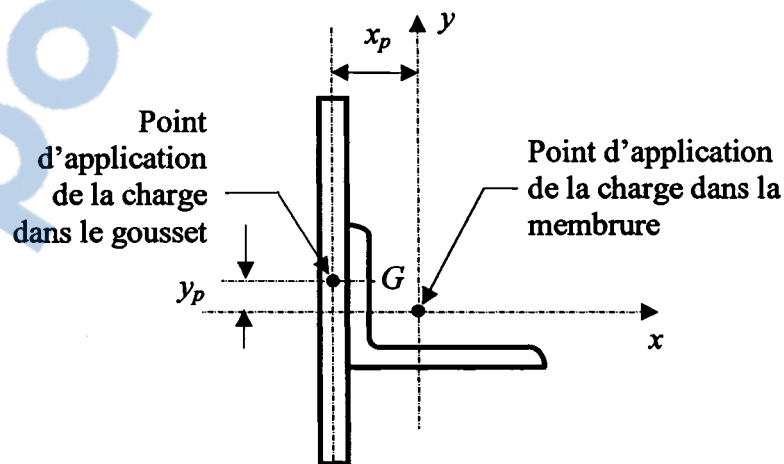


Figure 5 Excentricités entre les centres de gravité des sections

La figure 5 ci-dessus montre les excentricités dues à la charge par rapport au centre de gravité de la section d'une cornière.

### **Madugula et Mohan (1988)**

Les auteurs procèdent à une explication détaillée des normes suivantes : American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), American Institute of Steel Construction (AISC), American Society of Civil Engineers (ASCE), British Standard (BS) et CSA.

Ils analysent les résultats de trois séries d'essais sur des cornières tendues. La résistance des spécimens utilisés est déterminée à l'aide des normes mentionnées ci-dessus et comparée à la résistance ultime.

Les auteurs observent que la résistance des cornières à ailes inégales varie selon qu'elles sont connectées par la grande aile ou par la petite. Ils déclarent que les normes sont sécuritaires et recommandent de baisser la marge de sécurité réelle obtenue par ces normes.

### **Gonzalez et Easterling (1989)**

Les auteurs réalisent des études expérimentales et analytiques sur 40 spécimens soudés et tendus dans le but d'évaluer les effets du décalage en cisaillement sur la résistance à la traction et de les comparer aux assemblages boulonnés. Quatre types de spécimens sont utilisés : cornières, barres, profilés en *C* et en *T*. Les soudures sont équilibrées et non équilibrées, longitudinales et frontales. La rupture due au décalage en cisaillement s'est produite dans les cornières et les barres. Les sections en *T* ont résisté provoquant une rupture des soudures tandis que les profilés en *C* se sont rompus au milieu des spécimens.

Les auteurs observent les points suivants :

- a. la résistance des sections tendues n'augmente pas proportionnellement aux longueurs des soudures;
- b. l'addition de soudure frontale n'aide pas la résistance de l'aile en saillie des cornières travaillant en traction et par conséquent l'ajout de soudures frontales n'affecte pas la résistance des cornières tendues dans la plupart des cas;
- c. le coefficient de décalage en cisaillement observé est environ 0,9;
- d. le décalage en cisaillement ne contrôle pas les pièces tendues connectées seulement à l'aide de soudures frontales.

#### **Easterling et Giroux (1993)**

Dans leur étude, Easterling et Giroux étudient le problème du décalage en cisaillement dans les assemblages réalisés avec des barres, des profilés en *T*, des profilés en *C* et des cornières soudées. Le dimensionnement de chaque spécimen a été effectué en conformité avec la norme LRFD (AISC, 1986). Selon cette norme, la résistance à la traction de la soudure doit être supérieure à celle du métal adjacent de 10% à 15%. Des jauges de déformation ont été utilisées pour évaluer la distribution des efforts dans les pièces tendues. Les déplacements longitudinaux des spécimens ont été aussi mesurés. Notons que les analyses des résultats expérimentaux sont présentées au chapitre 5.

#### **Wu et Kulak (1993)**

Vingt-quatre spécimens de cornières simples et doubles boulonnées sont mis à l'essai par les auteurs afin d'examiner l'équation de Munse et Chesson. Les variables examinées sont la longueur des soudures ainsi que la longueur et la section des membrures.

Des comparaisons sont effectuées pour les cornières simples et doubles, entre les résultats expérimentaux et analytiques obtenus par la méthode des éléments finis. Les observations suivantes ont été faites :

- a. la résistance est réduite de la même façon pour les cornières simples et doubles;
- b. la résistance semble affectée par la longueur de soudures;
- c. l'épaisseur des cornières tendues affecte légèrement l'effet du décalage en cisaillement;
- d. la résistance de l'assemblage n'augmente pas en proportion du nombre de boulons;
- e. pour la même cornière à ailes inégales, la résistance est plus élevée si la cornière est connectée par l'aile la plus large;
- f. l'équation de Munse et Chesson ainsi que les nouvelles règles de calcul de Wu et Kulak s'avèrent non sécuritaires dans plusieurs cas.

#### **Cheng, Yam et Hu (1994)**

Les auteurs passent en revue la littérature concernant les assemblages soudés et boulonnés pour les principaux profilés laminés et formés à froid. Ils commentent les résultats d'essais en laboratoire et d'analyses par la méthode des éléments finis. Les auteurs décrivent les règles de calcul des normes canadienne et américaine actuelles et proposent des améliorations relatives au décalage en cisaillement.

#### **1.2.2 Publications des dix dernières années**

Les publications présentées ci-dessous, qui s'échelonnent sur les dix dernières années, donnent un aperçu de la documentation pertinente à la présente étude. Les travaux ont été effectués dans des laboratoires munis d'équipements modernes et les analyses par la méthode des éléments finis ont été réalisées à l'aide de logiciels très avancés.

**Girard (1995)**

L'auteur entreprend une étude du comportement des assemblages types utilisés dans les contreventements de bâtiments et de ponts. Les charges obtenues par la méthode des éléments finis, grâce à des analyses non-linéaires ont été comparées aux valeurs obtenues par les méthodes de calcul proposées dans le Handbook of Steel Construction HSC (1989). L'analyse des résultats a permis de suggérer une modification à la méthode proposée pour le calcul de la résistance des profilés PCC dans les assemblages. Les résultats correspondent bien aux valeurs obtenues avec les équations suggérées dans la norme pour évaluer la résistance des cornières sollicitées en traction.

Il a été impossible de recommander des équations de calcul simples, utilisant des coefficients de réduction d'aire, pour évaluer la résistance des goussets dans les assemblages étudiés. L'étude d'un contreventement typique de pont soumis à une charge latérale démontre que le gousset est grandement affecté par le décalage en cisaillement. La rupture par flexion torsion de la membrure a lieu à une charge bien inférieure à celle obtenue par les calculs théoriques.

**Kulak et Wu (1997)**

Les auteurs présentent les résultats de 24 essais en laboratoire sur des spécimens simplifiés d'assemblages boulonnés de cornières simples et doubles. Ils examinent le phénomène de décalage en cisaillement selon les normes américaine LRFD et canadienne CSA. Une analyse est effectuée afin de comparer les résultats théoriques et expérimentaux relatifs à la résistance réduite par le décalage en cisaillement.

Les auteurs observent que la résistance d'un assemblage boulonné de cornières dépend du nombre de boulons ainsi que du type de perçage des trous, forage ou poinçonnement. Ils observent également que les cornières doubles sont plus efficaces que les cornières simples et que la résistance de la pièce tendue diminue plus l'aile en saillie est grande.

**Temple et Stchyrba (1997)**

Les auteurs examinent plusieurs spécimens boulonnés de cornières standard jumelées pour déterminer l'influence des trous sur le phénomène de décalage en cisaillement. L'étude décrit les modes de rupture, la distribution de contraintes, l'allongement des spécimens, la longueur des soudures et la contribution de l'aile en saillie à la résistance de la membrure en traction.

**Cheng, Kulak et Khoo (1998)**

Les auteurs élaborent un programme expérimental et analytique afin d'étudier les effets du décalage en cisaillement sur les profilés PCC soudés à des goussets. Neuf spécimens sont utilisés avec des longueurs de soudure variables. La plupart des spécimens cèdent au milieu de la portée de façon ductile et aucune réduction de l'aire nette effective n'est signalée même avec une longueur de soudure n'excédant pas 80% de la distance entre les cordons.

**Uzoegbo (1998)**

L'auteur effectue des essais utilisant des cornières simples soudées en vue d'étudier le phénomène de décalage en cisaillement. L'auteur observe que l'aile soudée de la cornière travaille à pleine capacité tandis que l'aile en saillie ne le fait pas à proximité de l'assemblage en raison du décalage en cisaillement. Il compare ses calculs, basés sur des normes internationales, aux résultats expérimentaux et propose des recommandations à la norme du South Africa Bureau of Standards (SABS).

**Petretta (1999)**

L'auteur étudie les effets du décalage en cisaillement à l'aide de 23 spécimens. Ceux-ci consistent en cornières tendues avec des assemblages soudés. Certains paramètres tels



que la longueur de la soudure et les arrangements, servaient à contrôler les effets du décalage en cisaillement. Les résultats expérimentaux montrent une réduction de résistance inférieure à celle anticipée. Notons que les résultats obtenus n'ont pas été comparés à des analyses par la méthode des éléments finis.

### **Bartels (2000a)**

L'auteur étudie expérimentalement, à l'aide de trois séries d'essais sur des spécimens courts, les effets des excentricités et des longueurs d'assemblage sur la résistance des cornières simples et jumelées et des profilés en *C* utilisés dans les contreventements et les poutres à treillis. L'étude vise également à évaluer l'influence des trous sur la résistance globale des membrures en traction.

Les résultats obtenus indiquent que les excentricités influencent considérablement la résistance des éléments. Le facteur de réduction de l'aire nette est développé et proposé pour remplacer le facteur utilisé pour les profilés en *T* dans la norme courante.

### **Kirkham et Miller (2000)**

Les auteurs passent en revue les règles de calcul qu'on retrouve dans la norme américaine actuelle. La publication se base sur les hypothèses suivantes :

- a. le décalage en cisaillement dépend du comportement non-linéaire du métal ainsi que du type d'assemblage (boulonné, riveté ou soudé);
- b. il dépend également de l'excentricité entre le point d'application de la charge et l'axe neutre de la membrure. Les éléments de la membrure ne sont pas également sollicités et les contraintes ne sont pas uniformément réparties dans la région affectée par le décalage en cisaillement. Cette région s'étend sur une longueur égale à 2 à 5 fois la largeur de l'élément.

Les auteurs soulignent le besoin d'entreprendre un programme de recherche pour améliorer les règles de calcul des assemblages soudés et boulonnés. Ils concluent qu'il n'y a pas de solution précise au phénomène de décalage en cisaillement et que les modèles d'éléments finis ne reflètent pas nécessairement la réalité en raison de la complexité des assemblages.

### **Yip (2000)**

L'auteur étudie les effets du décalage en cisaillement sur la résistance de cornières et de profilés en *C* formés à froid et boulonnés. Il utilise 23 spécimens en laboratoire et analyse les résultats obtenus par la méthode des éléments finis. Il considère comme seuls paramètres la longueur de l'assemblage et la géométrie de la section.

Les résultats expérimentaux confirment les résultats numériques concernant le décalage en cisaillement. Ils confirment également que la résistance à la traction des éléments tendus ne dépend pas uniquement de la longueur de l'assemblage et des excentricités, mais aussi des rapports de l'épaisseur sur la largeur des éléments et du diamètre des boulons sur la largeur des éléments.

Cependant, l'auteur observe que les prescriptions de la norme recommandées pour la conception des éléments tendues sont contradictoires. En se basant sur ses résultats, l'auteur développe des nouvelles équations servant à calculer la résistance en traction des cornières et des profilés en *C* en utilisant des analyses non-linéaires. Il confirme que les résultats analytiques obtenus en utilisant ses propres équations confirment les résultats expérimentaux.

### **Tremblay (2001)**

Il s'agit d'un rapport de laboratoire réalisé pour le compte de la compagnie Canam, décrivant des essais réalisés sur des membrures travaillant en traction. L'auteur décrit les

résultats d'essais et ceux d'une analyse par la méthode des éléments finis. Seize échantillons ont été étudiés comprenant des cornières doubles, des profilés en C, des profilés PCC et des barres. Les résultats sont étudiés davantage au chapitre 5.

#### **Bauer et Benaddi (2002)**

Les auteurs réalisent des essais en laboratoire sur six échantillons de cornières jumelées de dimensions allant de 2L38x38 à 2L76x76. Les échantillons se sont rompus au voisinage de l'assemblage sauf un où la rupture a eu lieu au milieu de la membrure. Ils ont été très ductiles avec des allongements considérables. Les essais en laboratoire sont présentés en détail au chapitre 1 et les résultats des analyses par la méthode des éléments finis sont montrés au chapitre 5.

#### **Cheng et al (2002)**

Les auteurs passent en revue la littérature concernant les assemblages soudés pour les principaux profilés laminés et formés à froid. Ils étudient le comportement des assemblages soudés en utilisant des sections symétriques et étudient également les contraintes dans les soudures, notamment l'effet négligeable d'une soudure frontale ajoutée aux soudures longitudinales.

Les auteurs commentent les résultats analytiques et expérimentaux d'autres chercheurs. Ils décrivent les règles de calcul des normes canadienne et américaine courantes et proposent quelques améliorations concernant le décalage en cisaillement.

#### **Epstein, Howard et D'Aiuto (2002)**

Les auteurs démontrent que le phénomène de décalage en cisaillement affecte considérablement la résistance à la traction des profilés en T boulonnés par la semelle.

Cinquante spécimens sont testés avec deux paramètres variables, soient l'excentricité et la longueur des soudures.

Les essais confirment que la résistance des membrures diminue avec la diminution de la longueur des soudures et l'augmentation des excentricités. Elle diminue également plus l'aile en saillie est grande. Selon les auteurs, la réduction de la résistance est supérieure à celle prévue par la norme AISC. Les résultats démontrent que le moment causé par l'excentricité ne dépend pas seulement de la géométrie de l'assemblage mais également de la rigidité. Par conséquent, une fois le moment fléchissant connu, les membrures sont mieux conçues en utilisant l'interaction du moment fléchissant et de la force axiale au lieu d'utiliser les équations empiriques du décalage en cisaillement.

### **Mannem (2002)**

L'auteur étudie les effets du phénomène de décalage en cisaillement sur les assemblages soudés. Il effectue des essais en laboratoire sur 27 échantillons de barres et 22 échantillons de cornières simples et jumelées. Il réalise par la suite une analyse non-linéaire par la méthode des éléments finis sur des modèles représentant les échantillons. Les paramètres utilisés dans les études expérimentale et analytique comprennent les propriétés du matériau, les dimensions des soudures, l'excentricité, la rigidité du gousset et l'interaction des soudures latérale et frontale.

Dans son étude, l'auteur fait les observations suivantes :

- a. les spécimens sont plastifiés mais n'atteignent pas la résistance ultime du matériau. S'ils sont connectés par des cordons de soudure de longueur inférieure à 1,5 fois leur largeur, ils subissent une défaillance par déchirure au voisinage des soudures;
- b. les excentricités peuvent occasionner des ruptures au niveau des soudures. La rupture se produit de l'autre côté de l'aile en saillie si les deux soudures longitudinales sont égales;

- c. les cornières à ailes inégales sont plus efficaces si l'aile la plus large est connectée;
- d. les assemblages de cornières équilibrés subissent souvent une rupture en traction à proximité de l'aile en saillie;
- e. si la longueur des soudures longitudinales est supérieure à la largeur de la pièce tendue, l'ajout d'une soudure frontale n'influence pas la résistance de l'assemblage;
- f. la rigidité élastique des soudures longitudinales est au moins deux fois supérieure à celle de la soudure frontale. C'est pourquoi la soudure longitudinale est plus sollicitée que la soudure frontale;
- g. la soudure frontale peut développer une résistance à la traction supérieure à celle de deux soudures longitudinales si la longueur de celles-ci est inférieure à 0,8 fois la largeur de la pièce tendue. Des soudures longitudinales courtes nuisent à la résistance de l'assemblage;
- h. les effets du décalage en cisaillement varient en fonction de la largeur de la pièce tendue et diminuent si le rapport  $F_y / F_u$  augmente.

### **Humphries (2002)**

L'auteur étudie les effets du phénomène de décalage en cisaillement sur les assemblages soudés. Il réalise des essais en laboratoire sur 22 spécimens de profilés en C. L'auteur compare ses résultats à ceux obtenus par d'autres chercheurs. Il compare également les résultats mesurés de façon conventionnelle, à l'aide de cellules de charge et de jauges de déformation, à ceux obtenus par les procédures photométriques.

L'auteur propose quelques améliorations concernant le décalage en cisaillement à partir des constatations suivantes :

- a. la résistance reste inchangée même si la différence entre les rigidités de la barre soudée et du gousset varie. De plus, elle n'augmente pas forcément en ajoutant une soudure frontale. Cette dernière diminue la ductilité de la pièce tendue;

- b. la résistance augmente si les dimensions de la soudure augmentent;
- c. pour un assemblage effectué par une soudure longitudinale, la résistance augmente si cette soudure se trouve au droit de l'aile en saillie;
- d. la résistance des assemblages soudés est supérieure à celle des assemblages boulonnés et rivetés;
- e. la résistance diminue avec l'augmentation des excentricités et de l'asymétrie des membrures tendues;
- f. la performance de la résistance diminue plus les sections utilisées dans l'assemblage sont lourdes.

### **1.2.3 Observations et commentaires de quelques chercheurs**

La liste suivante résume la contribution de quelques chercheurs concernant le phénomène de décalage en cisaillement :

- a. Munse et Chesson (1963) observent que les recommandations de conception contenues dans les normes ne reflètent pas fidèlement la réalité et doivent être réévaluées. Les auteurs développent une approche de calcul faisant actuellement partie des normes LRFD et CSA;
- b. Madugula et Mohan (1989) observent que les normes sont sécuritaires et recommandent de baisser la marge de sécurité réelle obtenue par les recommandations de ces normes;
- c. Kulak et Wu (1997) confirment que l'équation de Munse et Chesson (1963) ainsi que les nouvelles règles de calcul de Wu et Kulak (1993) s'avèrent non sécuritaires dans plusieurs cas;
- d. Uzoegbo (1998) présente des recommandations à la norme sud-africaine South Africa Bureau of Standards (SABS) concernant le décalage en cisaillement;
- e. Yip (2000) observe que les prescriptions de la norme recommandées pour la conception des éléments tendus ne sont pas cohérentes. En se basant sur les résultats d'analyses non-linéaires, l'auteur développe des nouvelles équations

servant à calculer la résistance des cornières et des profilés en  $C$  tendus. Il conclut que les résultats analytiques confirment les résultats expérimentaux;

- f. Kirkham et Miller (2000) présentent les travaux de plusieurs auteurs et confirment que les essais en laboratoire déjà menés ne représentent pas nécessairement le comportement réel des assemblages. Les auteurs assurent que des travaux de recherche sont encore requis pour améliorer la compréhension du décalage en cisaillement. Ils concluent qu'il n'y a pas de solution précise au phénomène de décalage en cisaillement et que les modèles d'éléments finis ne sont pas justifiables en raison de la complexité des assemblages;
- g. Bartels (2000b) propose un facteur de réduction de l'aire nette pour remplacer celui utilisé pour les profilés en  $T$ ;
- h. Epstein, Howard et D'Aiuto (2002) démontrent qu'une fois le moment fléchissant connu, les membrures sont mieux conçues en utilisant l'interaction du moment fléchissant et de la force axiale au lieu d'utiliser les équations empiriques du décalage en cisaillement;
- i. Cheng et al (2000) et Humphries (2002) proposent quelques améliorations concernant le décalage en cisaillement.

### 1.3 Évolution de la norme CSA S16

Bien que les éditions de l'Association canadienne de la normalisation (ACNOR) considéraient des règles spécifiques pour la conception des membrures tendues, elles ne mentionnaient pas le décalage en cisaillement jusqu'à l'édition 1989. Toutes les éditions subséquentes de la norme CSA tiennent compte de ce phénomène avec des améliorations apportées d'une version à la suivante.

Les règles de toutes les éditions sont basées sur des essais en laboratoire. Notons que le calcul aux états limites a été incorporé dans la norme S16 en 1977.

#### 1.4 Règles de calcul des normes CSA S16.1-M78 et CSA S16.1-M84

La résistance pondérée à la traction,  $T_r$ , d'un élément soudé soumis à une force de traction axiale doit être égale à la moindre des valeurs suivantes :

$$(i) \quad \text{si } \frac{A_n}{A_g} \geq \frac{F_y}{F_u} \quad T_r = \phi A_n F_y \quad (1)$$

$$(ii) \quad \text{si } \frac{A_n}{A_g} < \frac{F_y}{F_u} \quad T_r = \phi \left( F_u \frac{A_n}{A_g} \right) A_n \quad (2)$$

$$(iii) \quad T_r = 0,85 A_n F_u \quad (3)$$

où

$A_n$  Aire nette critique de la section

$A_g$  Aire brute de la section

$F_y$  Limite élastique de l'acier

$F_u$  Résistance ultime de l'acier

$T_r$  Résistance pondérée en traction

$\phi$  Coefficient de tenue = 0,9

##### 1.4.1 Règles de calcul de la norme CSA S16.1-M89

La résistance pondérée à la traction,  $T_r$ , d'un élément soudé soumis à une force de traction axiale doit être égale à la moindre des valeurs suivantes :



$$T_r = \phi A_g F_y \quad (4)$$

$$T_r = 0,85\phi A'_{ne} F_u \quad (5)$$

où

$A'_{ne}$  est l'aire nette effective de la section qui doit être déterminée comme suit :

$$(i) \text{ si } L \geq 2w \quad A'_{ne} = 1,00A_g \quad (6)$$

$$(ii) \text{ si } 2w > L \geq 1,5w \quad A'_{ne} = 0,87A_g \quad (7)$$

$$(iii) \text{ si } 1,5w > L \geq w \quad A'_{ne} = 0,75A_g \quad (8)$$

où

$L$  Longueur moyenne des soudures sur les deux bords parallèles

$w$  Largeur de la membrure tendue (écartement entre les soudures)

#### 1.4.2 Règles de calcul de la norme CSA S16.1-94M

La résistance pondérée à la traction,  $T_r$ , d'un élément soudé soumis à une force de traction axiale doit être égale à la moindre des valeurs suivantes :

$$T_r = \phi A_g F_y \quad (9)$$

$$T_r = 0,85\phi A'_{ne} F_u \quad (10)$$

où

$A'_{ne}$  est l'aire nette effective de la section qui doit être déterminée comme suit :

$$A'_{ne} = A_{ne1} + A_{ne2} + A_{ne3} \quad (11)$$

Avec  $A_{ne1}$ ,  $A_{ne2}$  et  $A_{ne3}$  sont les aires nettes effectives des éléments raccordés :

a. par des soudures frontales,  $A_{ne1}$

$$A_{ne1} = wt \quad (12)$$

b. par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles,  $A_{ne2}$

(i) si  $L > 2w$  
$$A_{ne2} = wt \quad (13)$$

(ii) si  $2w > L \geq 1,5w$  
$$A_{ne2} = 0,87wt \quad (14)$$

(iii) si  $1,5w > L \geq w$  
$$A_{ne2} = 0,75wt \quad (15)$$

c. par une soudure longitudinale,  $A_{ne3}$

$$A_{ne3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt \quad (16)$$

où

$t$  Épaisseur de la membrure tendue

$\bar{x}$  Distance mesurée entre le plan de cisaillement et le centre de gravité de l'élément en saillie (non raccordé). Voir la figure 6 ci-dessous.

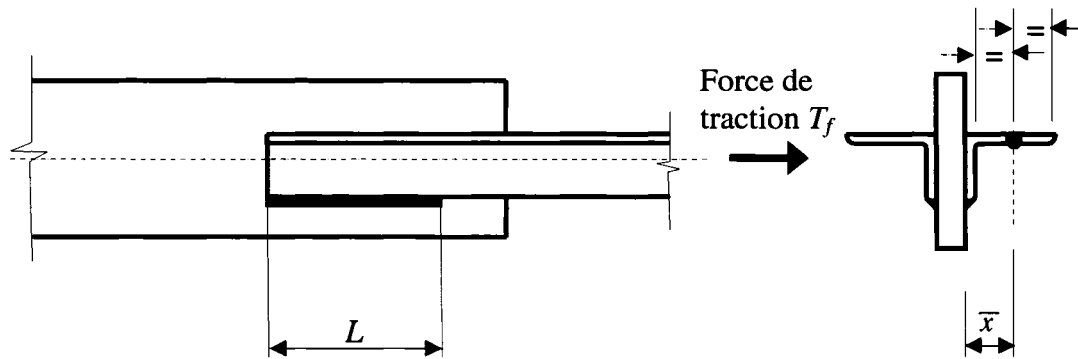


Figure 6 Paramètres géométriques selon la norme CSA S16-01

### 1.4.3 CSA S16-01 Règles de calcul aux états limites

La résistance pondérée à la traction,  $T_r$ , d'un élément soudé soumis à une force de traction axiale doit être égale à la moindre des valeurs suivantes :

$$T_r = \phi A_g F_y \quad (17)$$

$$T_r = 0,85\phi A_{ne} F_u \quad (18)$$

où

$A_{ne}$  est l'aire nette effective de la section qui doit être déterminée comme suit :

$$A_{ne} = A_{n1} + A_{n2} + A_{n3} \quad (19)$$

où

$A_{n1}$ ,  $A_{n2}$  et  $A_{n3}$  sont l'aire nette des éléments raccordés :

- a. par des soudures transversales,  $A_{n1}$

$$A_{n1} = wt \quad (20)$$

b. par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles,  $A_{n2}$

$$(i) \text{ si } L \geq 2w \quad A_{n2} = wt \quad (21)$$

$$(ii) \text{ si } 2w > L \geq 1,0w \quad A_{n2} = 0,5wt + 0,25Lt \quad (22)$$

$$(iii) \text{ si } w > L \quad A_{n2} = 0,75Lt \quad (23)$$

c. par une soudure longitudinale,  $A_{n3}$

$$(i) \text{ si } L \geq w \quad A_{n3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt \quad (24)$$

$$(ii) \text{ si } w > L \quad A_{n3} = 0,50Lt \quad (25)$$

On considère que l'aile en saillie d'une cornière est raccordée par la soudure longitudinale le long de l'arête.

### 1.5 LRFD 2000 de l'American Institute Steel Construction (AISC)

Aux États-Unis, deux normes sont présentement en vigueur pour le calcul des structures en acier : la norme Allowable Stress Design (ASD) et la norme Load and Resistance Factor Design (LRFD). Cette dernière nous intéresse davantage puisqu'elle est basée sur le calcul aux états limites tout comme la norme CSA S16-01 tandis que la norme ASD est basée sur le calcul aux contraintes admissibles.

Dans la norme LRFD, la résistance pondérée d'une pièce en traction pure est égale à la plus petite des valeurs suivantes :

$$P_n = 0,9A_gF_y \quad (26)$$

$$P_n = 0,75A_eF_u \quad (27)$$

où

- $A_g$  Aire brute de la section
- $A_e$  Aire nette effective de la section
- $F_y$  Limite élastique de l'acier
- $F_u$  Résistance ultime de l'acier
- $P_n$  Résistance pondérée en traction

Notons que  $A_e$  doit être déterminée comme suit :

$$A_e = UA \quad (28)$$

où

- $A$  Aire brute de la section
- $U$  Coefficient de réduction

Comme dans la norme CSA S16-01, le concept de réduction de l'aire nette effective vise à tenir compte du décalage en cisaillement. Pour les sections soudées, on calcule le coefficient de réduction en fonction de l'excentricité et la longueur de la soudure, de la façon suivante :

$$U = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) \leq 0,9 \quad (29)$$

Notons que le paramètre  $\bar{x}$  n'est pas le même que dans CSA S16-01. Ici, il représente la distance mesurée entre le plan de cisaillement et le centre de gravité de toute la section de la membrure tendue (figure 7).

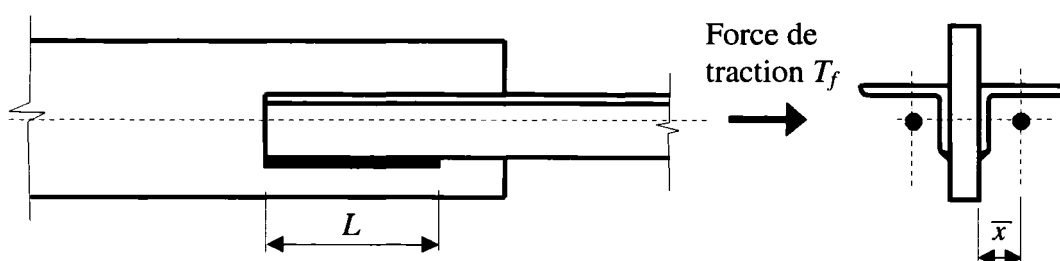


Figure 7 Paramètres géométriques selon LRFD

Un exemple de calcul pour comparer les résultats selon les normes LRFD et CSA est donné à l'annexe 1. Cet exemple montre que la résistance de la pièce tendue, calculée selon LRFD, est la plus sécuritaire. Quant à la résistance de la même pièce, selon CSA S16.1-94, elle est considérablement augmentée. Enfin, la résistance s'avère maximale si elle est calculée selon CSA S16-01.

## 1.6 Essais en laboratoire

L'objectif des essais en laboratoire est de comprendre et quantifier le décalage en cisaillement dans les assemblages soumis à des efforts de traction. L'avantage principal est alors qu'ils sont plus réalistes que les calculs théoriques. Concernant le décalage en cisaillement dans les poutres à treillis métalliques (figure 8), les essais en laboratoire sont généralement effectués sur les membrures d'âmes. La figure 9 ci-dessous montre

des cornières doubles à ailes inégales constituant les membrures d'âme d'une poutre à treillis.

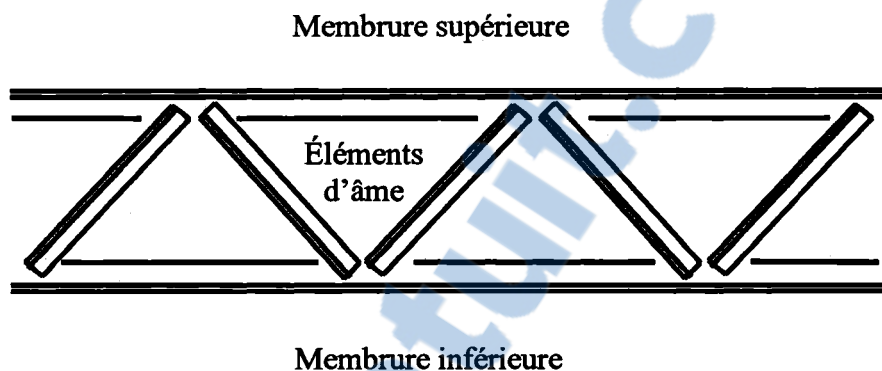


Figure 8 Poutre à treillis métallique

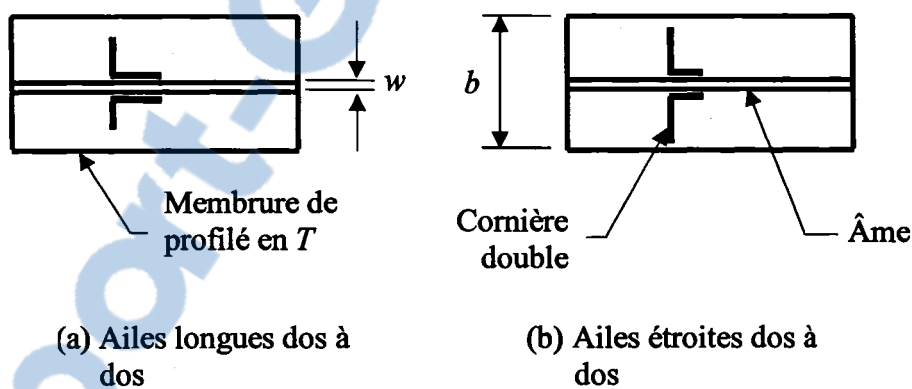


Figure 9 Cornières doubles à ailes inégales

### 1.7 Essais en laboratoire à l'ÉTS

Des essais ont été effectués à l'ÉTS par l'équipe de recherche du professeur Bauer afin de mieux comprendre le décalage en cisaillement dans les assemblages soudés soumis à des efforts de traction. Les résultats ont été analysés conjointement avec de résultats d'essais d'autres chercheurs.

Les essais sont réalisés sur six échantillons de cornières jumelées, laminées à chaud, de différentes dimensions. La dimension des cornières variait de 38 mm à 76 mm avec ailes égales et inégales (tableau I). Vu la résistance théorique assez élevée des échantillons, il avait été décidé de réaliser tous les essais à l'université McGill où le laboratoire de structure du Département du génie civil dispose d'une machine à essais universelle d'une capacité d'environ 11000 kN.

Tableau I

Essais par Bauer et Benaddi (2002)  
Description des échantillons

Échantillon	Profilé	Disposition	Aire brute d'une cornière (mm <sup>2</sup> )	Grosseur de soudure $D$ (mm)	Longueur de soudure $L$ (mm)
1	2L38x38x4,8	Ailes égales	340	5	76
2	2L51x51x4,8	Ailes égales	461	5	103
3	2L64x51x4,8	Ailes larges dos à dos	521	5	117
4	2L64x64x4,8	Ailes égales	582	5	131
5	2L76x51x4,8	Ailes larges dos à dos	582	5	131
6	2L76x76x4,8	Ailes égales	703	5	158

Des éprouvettes standard ont été fabriquées à partir de chaque type de cornière qui a fait l'objet d'un essai (figure 10). Elles ont été utilisées afin de déterminer la limite élastique et la contrainte de rupture des aciers composant les cornières.

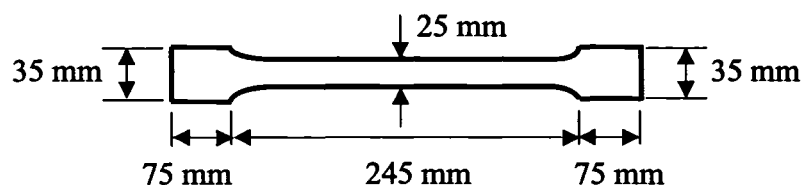


Figure 10 Éprouvette typique



Les éprouvettes étaient assemblées à un gousset par deux cordons de soudure longitudinaux de longueur égale. Le dimensionnement des soudures a été réalisé en conformité avec la norme CSA S16.1-94 pour développer la résistance des cornières en tenant compte du décalage en cisaillement.

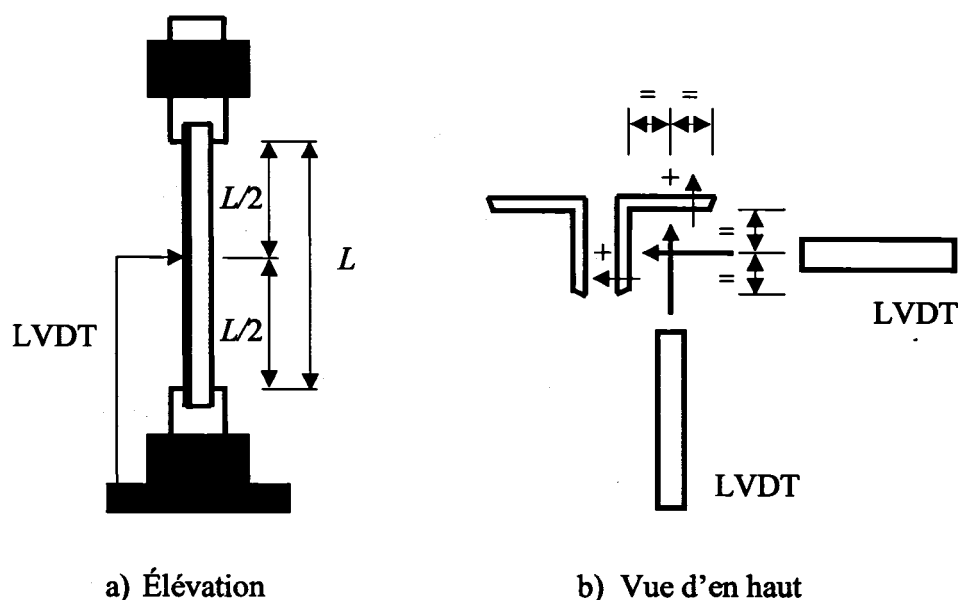


Figure 11 Mesure des déformations au milieu des échantillons

Les échantillons ont été soumis à un essai destructif sous une charge quasi-statique croissante mesurée à l'aide de cellules de charge. Les déformations latérales ont été mesurées par deux capteurs de déplacement (LVDT) au milieu de chaque échantillon. Chaque LVDT mesurait le déplacement perpendiculaire aux ailes (figure 11 ci-dessus).

Les déformations unitaires ont été mesurées à l'aide de jauges de déformation placées sur les cornières aux endroits jugés critiques (figure 12). Chaque échantillon a été muni de huit jauges. Les données ont été recueillies par un système électronique d'acquisition de données. La vitesse de chargement était de 0,01 mm/s dans les régions élastique et

du plateau plastique et passait à 0,1 mm/s dans la région de l'écroutissage. L'annexe 2 présente en détails les essais en laboratoire effectués à l'université McGill.

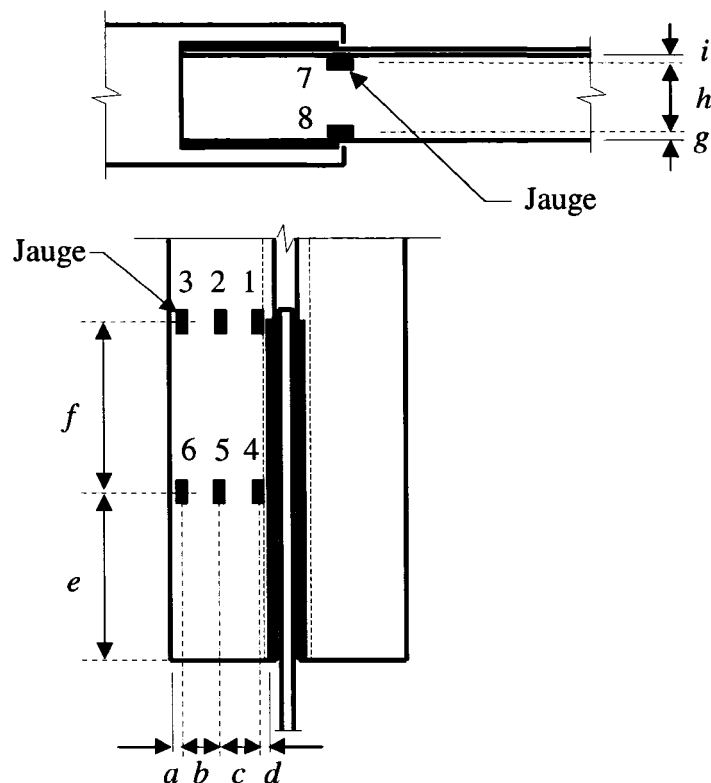


Figure 12 Jauges de déformation aux essais de Bauer et Benaddi (2002)

Une réduction de la section théorique a été calculée pour chaque cornière selon la norme CSA S16.1-94 afin de la comparer à la réduction réelle résultant des essais en laboratoire. Voir le tableau II ci-dessous. Il convient de noter les observations suivantes :

- tous les spécimens se sont fracturés juste au droit de l'assemblage sauf un où la rupture s'est produite vers le centre;
- les échantillons présentaient des courbes contrainte-déformation semblables à celles correspondant à la traction d'une éprouvette standard;

- c. la réduction moyenne de la résistance due au décalage en cisaillement déterminée expérimentalement est de 2,9 %. La réduction de la résistance obtenue avec les équations contenues dans la norme CSA S16.1-94 est de 13 % (tableau III).

Tableau II

Essais par Bauer et Benaddi (2002)  
Pourcentage de réduction

Échantillon	Ailes raccordées sur deux bords				Ailes en saillie		Cornières entières	
	$w_2$	Facteur de réduction	$A_{ne2}$	$w_3$	Facteur de réduction	$A_{ne3}$	$A'_{ne}$	Pourcentage de réduction
	(mm)		(mm <sup>2</sup> )	(mm)		(mm <sup>2</sup> )	(mm <sup>2</sup> )	
1	38	1	158	38	0,75	136	294	14
2	51	1	220	51	0,75	183	403	13
3	64	0,87	245	64	0,78	190	435	16
4	64	1	282	64	0,75	230	512	12
5	51	1	220	76	0,71	257	477	18
6	76	1	339	76	0,76	275	614	13

Tableau III

Essais par Bauer et Benaddi (2002)  
Résistance théorique

Échantillon	Profilé	Résistance pour les deux cornières jumelées	
		$A_g F_y$ (kN)	$A'_{ne} F_u$ (kN)
1	2L38x38x4,8	258	282
2	2L51x51x4,8	350	387
3	2L64x51x4,8	396	418
4	2L64x64x4,8	442	492
5	2L76x51x4,8	442	458
6	2L76x76x4,8	534	589

Des comparaisons des résultats figurent au chapitre 5. Il s'agit des résultats obtenus avec les autres normes et les résultats analytiques obtenus par éléments finis.

### **1.8 Conclusion**

Les équations des normes actuelles concernant le décalage en cisaillement sont basées sur des résultats expérimentaux et présentent généralement une marge de sécurité assez élevée. Les travaux de quelques chercheurs suggèrent qu'une révision des équations courantes soit faite, ainsi :

- a. Humphries (2002) et Cheng et al. (2000) proposent quelques améliorations concernant le décalage en cisaillement;
- b. Epstein, Howard et D'Aiuto (2002) déclarent qu'une fois le moment connu, les membrures sont mieux conçues en utilisant l'interaction du moment fléchissant et de la force axiale plutôt que les équations empiriques courantes du décalage en cisaillement;
- c. Cheng et al. (1994), Kirkham et Miller (2000) et Kulak et Wu (1997) attestent que les essais en laboratoire ne reflètent pas fidèlement le comportement réel des assemblages dans les charpentes en acier;
- d. Kirkham et Miller (2000) affirment que les calculs selon les normes sont souvent sécuritaires.

De plus, il convient de noter les observations suivantes :

- a. la plupart des essais ont été effectués sur des assemblages boulonnés et rivetés;
- b. plusieurs essais concernent des composantes structurales autres que les poutres à treillis;
- c. certains éléments de poutres à treillis ne sont pas des cornières;

- d. quelques essais en laboratoire ne sont pas validés à l'aide d'analyses par la méthode des éléments finis et vice-versa (des études portent sur les aspects théoriques sans être appuyées par des résultats expérimentaux).

Les règles de calcul contenues dans les normes, concernant le décalage en cisaillement, varient d'une version à l'autre suite à des recommandations basées sur des essais en laboratoire. C'est pourquoi le projet de recherche apporte une contribution importante en améliorant les règles de calcul actuellement utilisées, en les rendant plus précises et conséquemment plus économiques. Les travaux de recherche effectués par le candidat poussent donc plus loin l'étude du comportement des assemblages, notamment avec une approche rationnelle et un modèle simplifié concernant la distribution des contraintes dans les assemblages.

## CHAPITRE 2

### PARAMÈTRES INFLUENÇANT LA RÉSISTANCE

La résistance des membrures tendues dans les charpentes d'acier peut être affectée par les paramètres suivants :

- a. les excentricités causées par l'arrangement des soudures;
- b. les excentricités occasionnées par l'agencement et la géométrie du profilé;
- c. les propriétés du matériau du profilé (rigidité et plasticité);
- d. les contraintes résiduelles;
- e. la concentration des contraintes due au décalage en cisaillement;
- f. les défauts, les tolérances, la géométrie et la qualité de la soudure.

Les trois premiers paramètres résultent directement de l'agencement et du profilé choisis par le concepteur. Quant aux contraintes résiduelles, il est possible de les réduire sans toutefois les éliminer car la fabrication et le montage peuvent entraîner des gradients thermiques dans les membrures (paragraphe 2.3). En ce qui concerne le décalage en cisaillement, il est à l'origine d'une concentration locale des contraintes. Les caractéristiques des modèles et les types d'analyse sont présentés au chapitre 3. Les résultats des analyses sont présentés au cours du chapitre 5.

#### 2.1 Excentricités

Dans les pièces tendues, la distribution non uniforme des contraintes est souvent due aux différents types d'excentricité. Il s'agit des excentricités qui se trouvent entre :

- les axes neutres des sections ;
- les soudures excentriques en flexion ;
- les excentricités dues aux lignes de travail des membrures.

### 2.1.1 Excentricités dues aux positions des axes neutres des sections

Si une membrure dans une structure métallique est soudée d'un seul côté d'un gousset d'assemblage, les excentricités entre le centre de gravité de la membrure et celui du gousset, créent des contraintes de flexion qui s'ajoutent aux contraintes nominales auxquelles l'assemblage doit résister (figure 13).

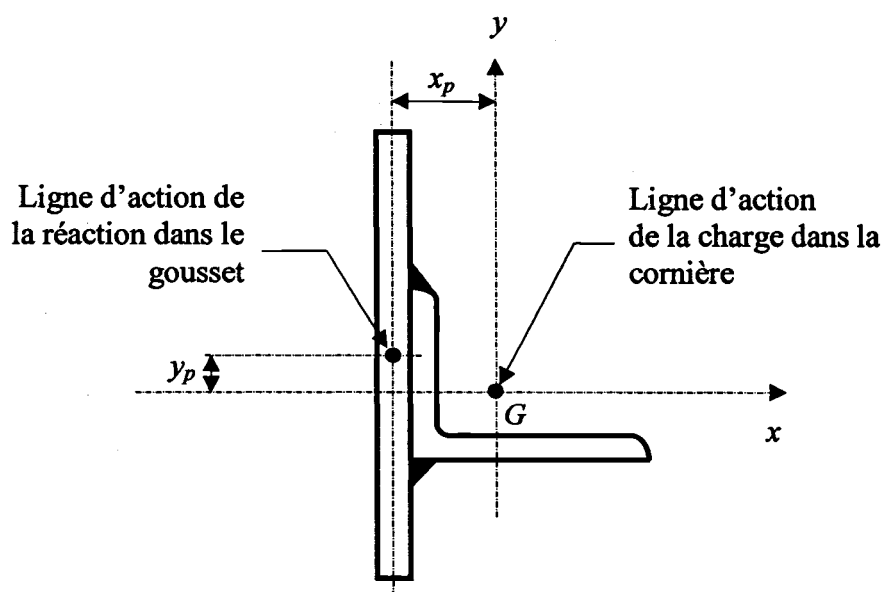


Figure 13 Excentricités relatives aux axes neutres des sections (figure 5 répétée)

Les excentricités  $x_p$  et  $y_p$  correspondent aux distances entre le point d'application de la charge dans le gousset et les axes vertical et horizontal passant par le centre de gravité de la section. Le produit de l'excentricité par la résultante de la charge axiale appliquée au centre de gravité du gousset provoque des moments de flexion  $M_x$  et  $M_y$  dans la membrure. Ces moments produisent une flexion gauche de la cornière et les contraintes maximales dans le domaine élastique McGuire (1968a) sont données par l'équation (30) ci-dessous :

$$\sigma_z = \frac{T}{A} + \frac{M_x}{I_{mx}} \left( y_p - \frac{I_{xy} x_p}{I_y} \right) + \frac{M_y}{I_{my}} \left( x_p - \frac{I_{xy} y_p}{I_x} \right) \quad (30)$$

En substituant certains termes de l'équation précédente par leurs équivalents, on obtient l'équation (31) ci-dessous.

$$\sigma_z = -\frac{1}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[ (M_x I_{xy} + M_y I_x) x - (M_y I_{xy} + M_x I_y) y \right] \quad (31)$$

où

$x, y$  Coordonnées où la contrainte  $\sigma_z$  est calculée

Notons que la contrainte  $\sigma_z$  peut devenir en compression aux extrémités des ailes.

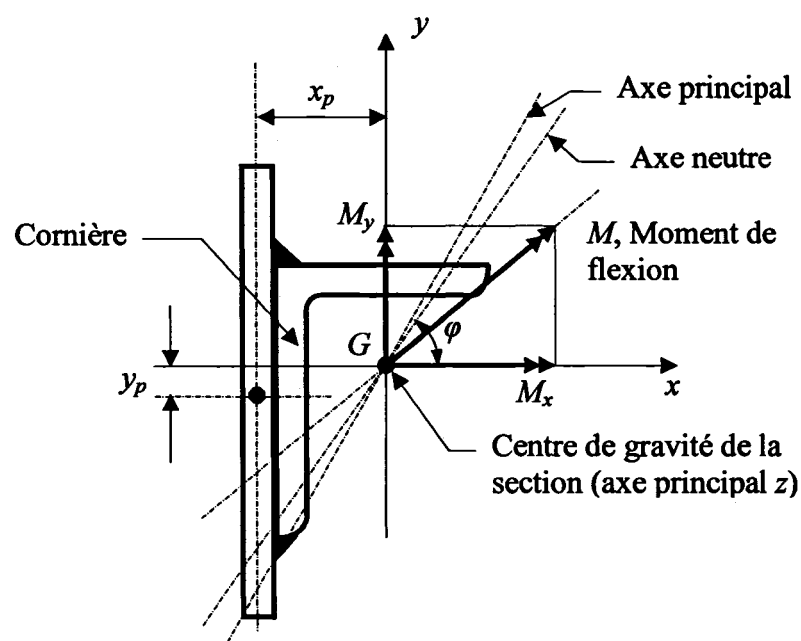


Figure 14 Flexion gauche



Notons également qu'en raison de la flexion gauche dans la cornière, la résultante des moments de flexion  $M_x$  et  $M_y$  ne coïncide pas nécessairement avec les axes principaux de la section (figure 14). Celle-ci subit alors une certaine torsion telle que montrée à la figure 15 ci-dessous.

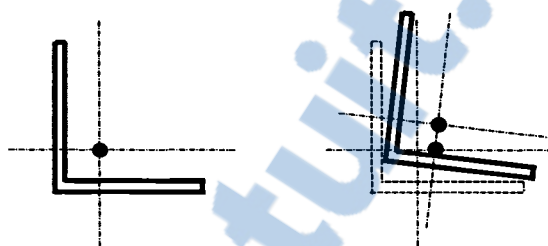


Figure 15 Torsion de la section due à la flexion gauche

### 2.1.2 Soudures excentriques en flexion

Le décalage en cisaillement est généralement analysé en considérant les cornières comme étant constituées de deux barres (CSA S16-01 et LRFD 2000). En effet, l'aile attachée correspond à une barre raccordée par deux soudures et l'aile en saillie correspond à une barre raccordée par une seule soudure (figure 16). Deux modèles s'avèrent donc nécessaires à l'analyse, l'un avec deux soudures et l'autre avec une seule.

Une cornière travaillant en traction est souvent raccordée à un gousset par une soudure équilibrée. L'aile en saillie se comporte ainsi comme une barre raccordée par une seule soudure (figure 17). Puisque la force est appliquée à une distance  $x_p$  de l'axe neutre du gousset, la soudure est excentrique en flexion (Picard & Beaulieu, 1991).

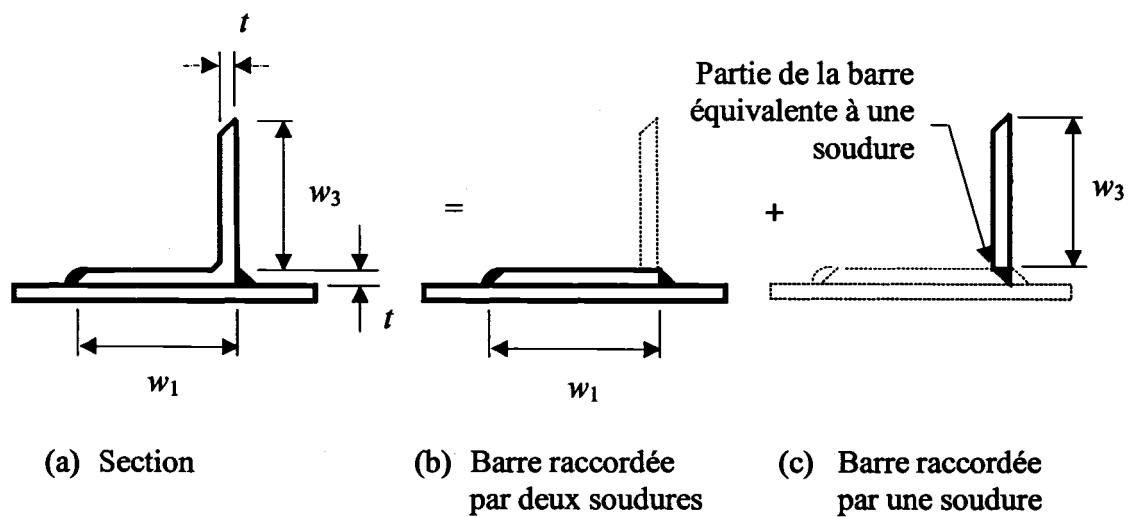


Figure 16 Cornière modélisée par deux barres

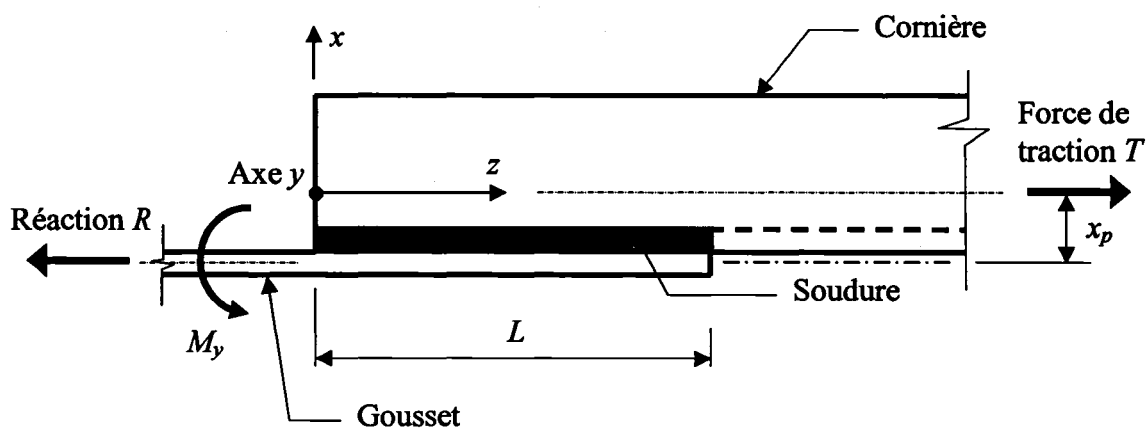


Figure 17 Soudure excentrique en flexion

Ainsi :

$$T = R \quad (32)$$

et

$$M_y = T \times x_p = R \times x_p \quad (33)$$

La force de traction  $T$  engendre une réaction  $M_y$  au niveau du gousset. Ce moment résulte des contraintes développées dans l'aile en saillie (figure 18), dans la soudure (figure 19) et dans le gousset (figure 20).

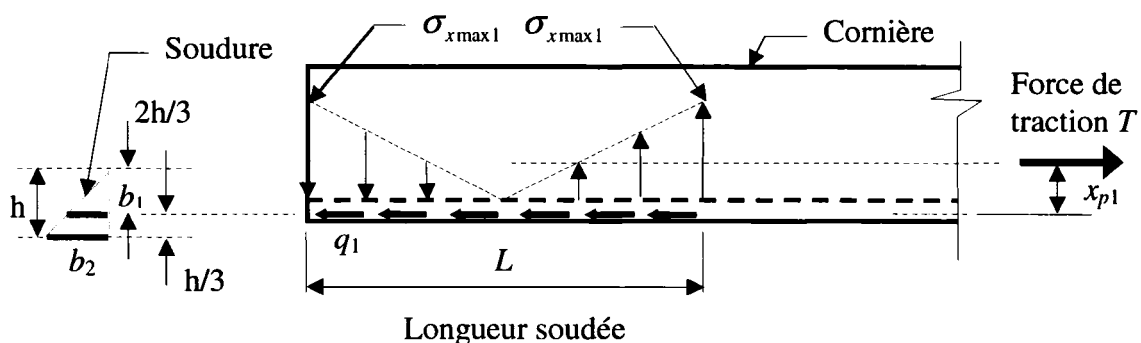


Figure 18 Contraintes dans l'aile en saillie

$$T = q_1 \times b_1 \times L \quad (34)$$

et

$$T \times x_{p1} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{L}{2} \right) (b_1 \times \sigma_{x_{max1}}) \right] \left( \frac{2}{3} L \right) \quad (35)$$

La soudure est alors sollicitée par un flux de cisaillement et des contraintes en flexion, simultanément. Ainsi :

$$q_1 \times b_1 \times L = q_2 \times b_2 \times L \rightarrow q_1 \times b_1 = q_2 \times b_2 \quad (36)$$



$$R = q_2 \times b_2 \times L \quad (40)$$

et

$$M_y = M_{xp2} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{L}{2} \right) (b_2 \times \sigma_{x\max 2}) \right] \left( \frac{2}{3} L \right) + (R \times x_{p3}) \quad (41)$$

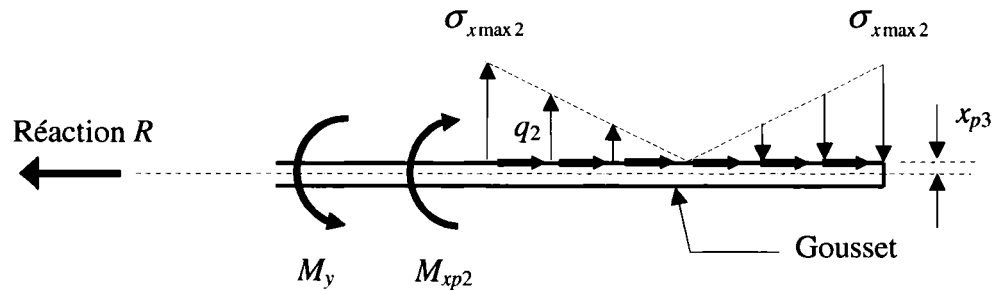


Figure 20 Contraintes dans le gousset

De l'équation (37) on obtient :

$$M_y = (q_2 \times b_2 \times L)(x_{sp2}) + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{L}{2} \right) (b_2 \times \sigma_{x\max 2}) \right] \left( \frac{2}{3} L \right) + (R \times x_{p3}) \quad (42)$$

Les équations (32), (35) et (39) conduisent à :

$$M_y = (q_2 \times b_2 \times L)(x_{sp2}) + (R \times x_{p1}) + (R \times x_{p3}) \quad (43)$$

En substituant l'expression  $q_2 \times b_2 \times L$  trouvée par l'équation (40), on obtient :

$$M_y = (R \times x_{p2}) + (R \times x_{p1}) + (R \times x_{p3}) = R \times (x_{p1} + x_{p2} + x_{p3}) = R \times x_p \quad (44)$$

Notons que l'équation (44) concorde avec l'équation (33).

La figure 21 montre les cercles de Mohr à différentes sections de la soudure. Tous les points sont sollicités par un flux de cisaillement et un effort normal dû au moment  $M_y$ .

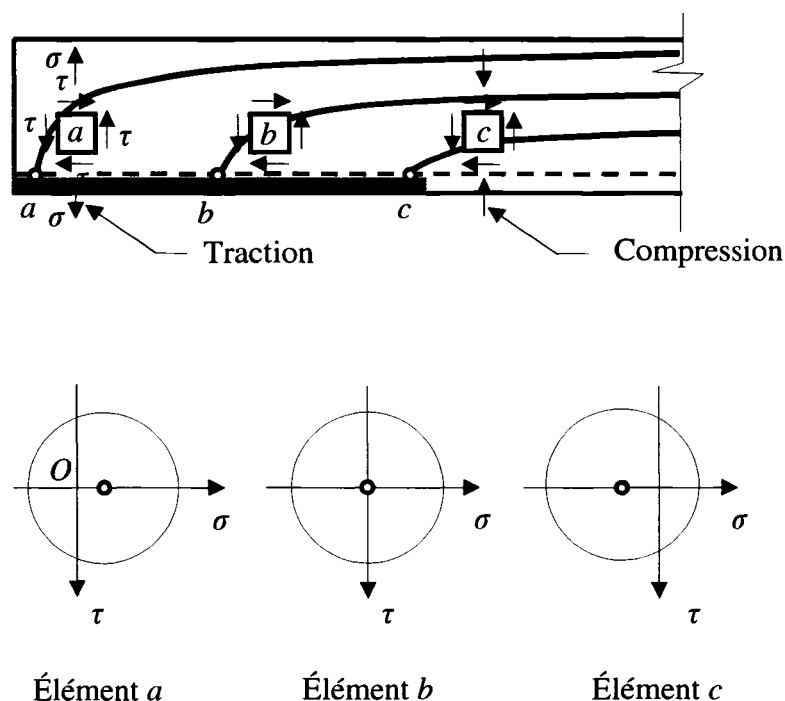
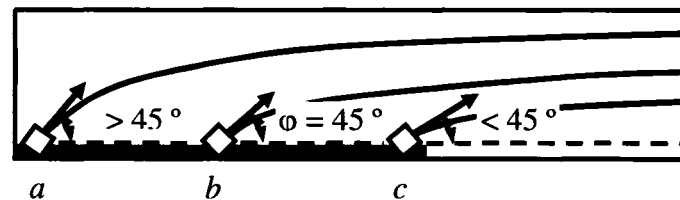


Figure 21 État de contrainte et cercles de Mohr le long de la soudure

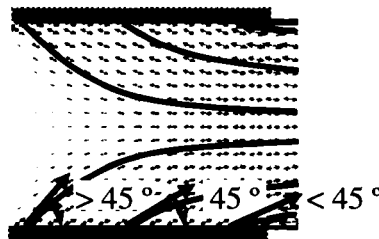
Le centre du cercle de Mohr de l'élément  $a$  se trouve à droite de l'axe  $x$  contrairement à celui de l'élément  $c$  qui se trouve à gauche du même axe. Notons que le centre du cercle de Mohr de l'élément  $b$  coïncide avec le point  $O$  (origine du système d'axes) en raison du cisaillement pur agissant sur cet élément.

Sur la figure 22 ci-dessous, l'angle  $\varphi$  de la contrainte principale varie d'un point à l'autre. Il est égal à  $45^\circ$  au point  $b$  tandis qu'il est supérieur  $45^\circ$  au point  $a$  en raison de la contrainte de traction et inférieur à  $45^\circ$  au point  $c$  parce que la contrainte de compression

est présente. On constate que les contraintes principales obtenues par les analyses correspondent à celles obtenues par les cercles de Mohr.



(a) Contraintes principales selon les cercles de Mohr



(b) Contraintes principales selon les analyses

Figure 22 Contraintes principales

### 2.1.3 Excentricités dues aux lignes de travail des membrures

La figure 23 montre l'excentricité dans les assemblages entre les lignes de travail des membrures. L'excentricité est positive si le point de rencontre des lignes se retrouve vers l'extérieur de la poutre à treillis et négative vers l'intérieur. Si l'excentricité est grande, les moments de flexion causés par cette excentricité affectent la résistance des membrures de façon importante. Les effets des moments sur le décalage en cisaillement doivent alors être considérés lors de l'étude.

## 2.2 Rigidités

Au cours de cette étude, les éléments constituant d'un assemblage, soient les connecteurs et les pièces de transfert, sont analysés séparément afin d'évaluer la rigidité de chacun sur le comportement global de l'assemblage.

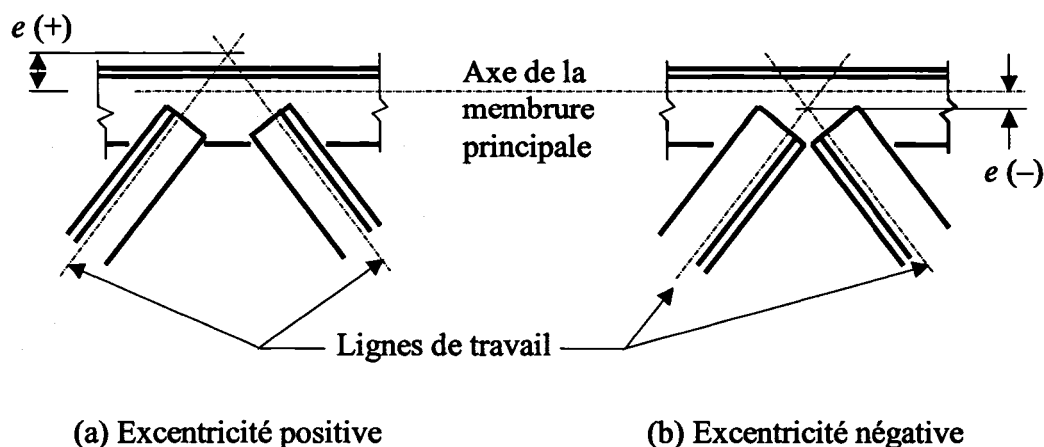


Figure 23 Excentricités dues aux lignes de travail

### 2.2.1 Rigidité des connecteurs (soudures)

L'agencement, les dimensions et les propriétés physiques des soudures jouent un rôle important sur la rigidité d'assemblage. Ainsi, la disposition, la longueur, la grosseur et la résistance sont des paramètres considérés au cours de cette étude. Les soudures peuvent être frontales, longitudinales ou une combinaison de celles-ci.

### 2.2.2 Rigidité des pièces de transfert (gousset et membrure tendue)

Les dimensions des pièces tendues sont des paramètres majeurs influençant la rigidité d'un assemblage qui contribue au développement de contraintes de flexion. Ainsi, même s'il n'y a aucune excentricité résultante des lignes de travail (figure 23), les rotations des



nœuds peuvent causer des moments fléchissants dans les membrures. Les moments atteignent leurs valeurs maximales au voisinage des assemblages car il n'y a pas de charges transversales appliquées le long des membrures (figure 24).

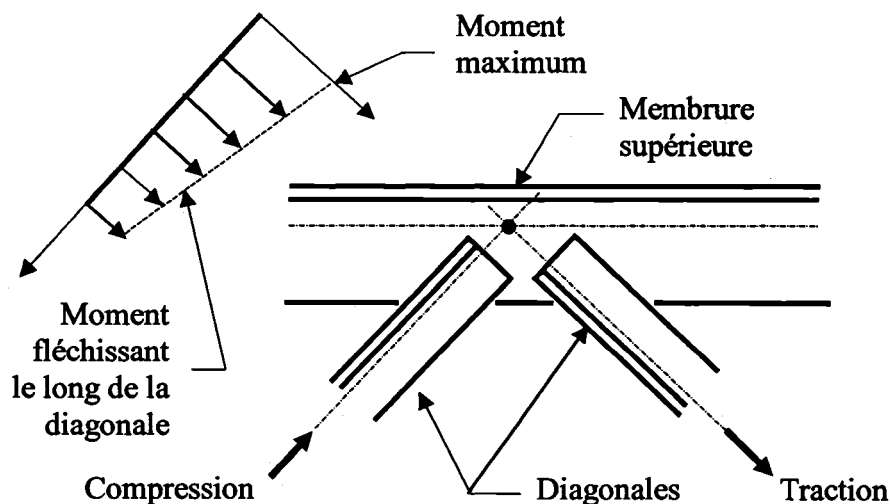


Figure 24 Moment dû à la rotation de la corde

### 2.3 Contraintes résiduelles

Le comportement des pièces en traction est semblable à celui des éprouvettes mais non identique, et ce à cause des contraintes résiduelles dues au laminage et au soudage (Picard & Beaulieu, 1991). À la section critique d'un assemblage, les contraintes résiduelles sont en équilibre interne et les valeurs absolues des aires des contraintes des zones désignées sont égales (figure 25). Donc, l'intégrale des contraintes de traction le long de la section est égale à l'intégrale des contraintes de compression. Cependant, le niveau élevé des contraintes résiduelles causées par la soudure peut affecter la résistance et la ductilité de l'assemblage et par conséquent, le décalage en cisaillement.

Les contraintes résiduelles en traction près des soudures peuvent s'approcher de la limite élastique, de sorte que dès le début du chargement ces éléments vont se plastifier

(rigidité presque nulle) et se comporter de façon non-linéaire, favorisant donc la redistribution des contraintes vers le centre. En même temps, la zone comprimée centrale entre les soudures va se comporter linéairement même au-delà de la déformation  $\varepsilon_y$  (limite élastique et début du plateau d'écoulement) et conserver sa rigidité élastique.

Les bordures perdent alors leur rigidité et c'est le centre qui résiste de sorte que le transfert avec les soudures latérales se fait en cisaillement de façon moins efficace qu'avec la soudure frontale obtenant ainsi des grands déplacements.

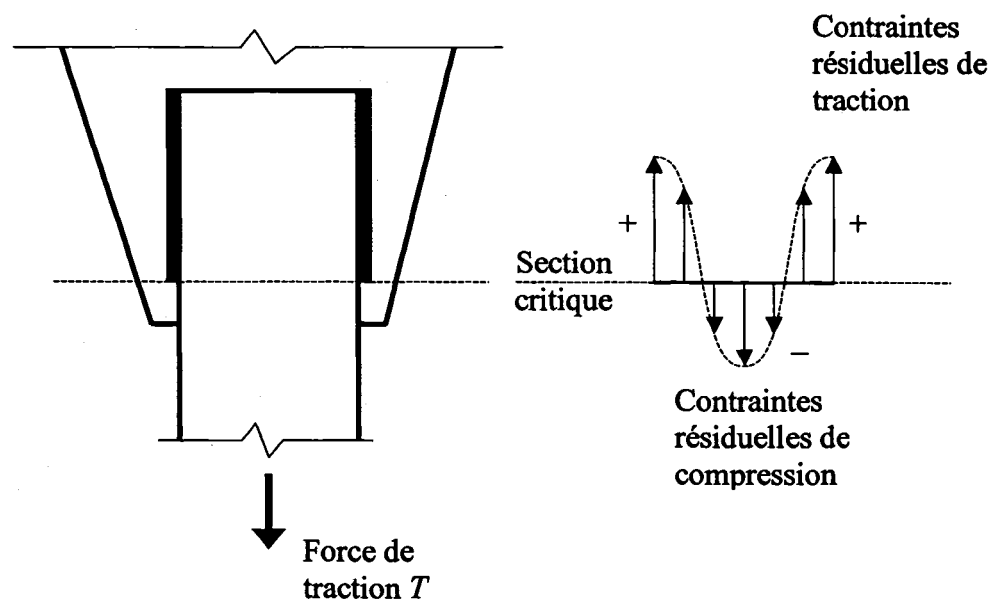


Figure 25 Diagramme approximatif de contraintes résiduelles

#### 2.4 Effets du deuxième ordre

L'analyse élastique de premier ordre (petits déplacements) révèle une flexion constante tout le long de la membrure tendue. Cependant, l'analyse élastique de deuxième ordre

(grands déplacements) démontre une réduction du moment au milieu de la membrure (figure 26).

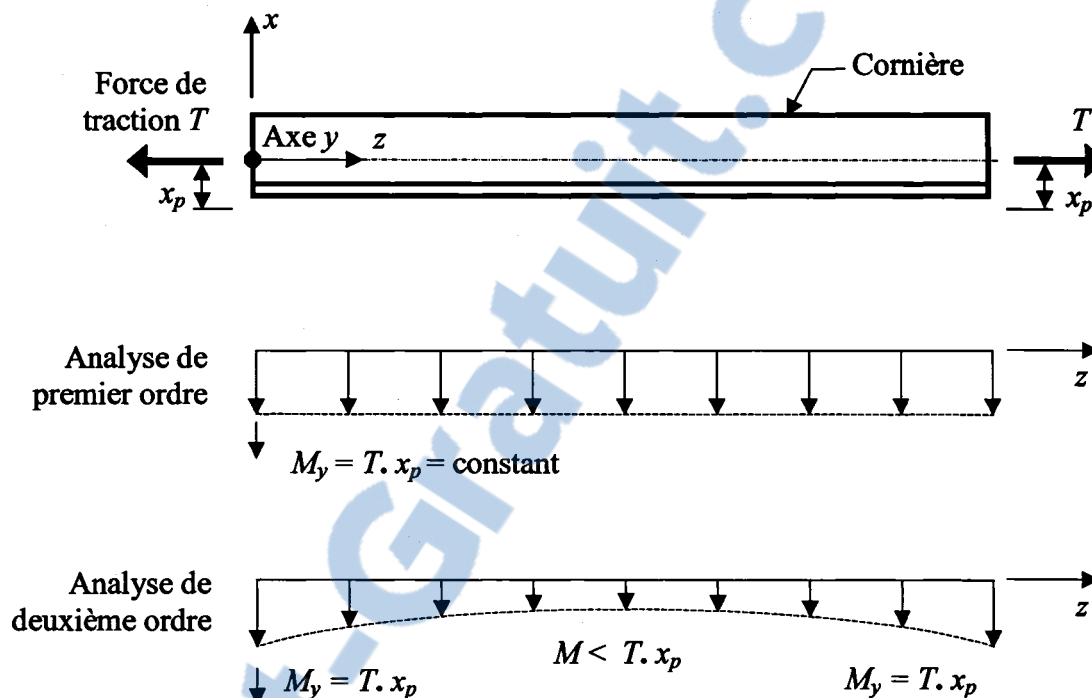


Figure 26 Analyses à petits et grands déplacements

## 2.5 Conclusion

Comme il y a plusieurs paramètres pouvant influencer le phénomène de décalage en cisaillement, celui-ci semble complexe et difficile à évaluer. Une approche rationnelle sur la répartition des contraintes est présentée au chapitre 4 dans le but de faciliter la compréhension de ce phénomène.

Dans un assemblage, la rigidité ainsi que les excentricités dues aux positions des axes neutres d'une section se révèlent les éléments les plus critiques.

Ne connaissant pas initialement l'état des contraintes résiduelles dans un modèle par éléments finis, il faut s'attendre à une certaine différence entre les résultats théoriques et expérimentaux.

La perte de la résistance d'une membrure tendue se fait de façon modérée en raison de la redistribution des contraintes aux endroits critiques. Une étude montrant la redistribution des contraintes une fois atteinte la limite élastique est présentée au chapitre 5.

## CHAPITRE 3

### ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS

Les analyses par la méthode des éléments finis servent à vérifier les résultats expérimentaux et à étudier la répartition des contraintes près des assemblages, complexe et difficile à évaluer par les méthodes de calcul traditionnelles. Au cours de ce chapitre, on présente des analyses plastiques non-linéaires, effectuées à l'aide du logiciel ANSYS, qui tiennent compte de la non-linéarité du matériau jusqu'à la contrainte ultime.

#### 3.1 Analyse plastique non-linéaire

Plusieurs types d'analyse existent et le choix de la méthode appropriée pour l'analyse des structures dépend du type de sollicitation, du comportement attendu de la structure et de l'information qui est requise.

L'analyse plastique non-linéaire tient compte du comportement plastique des matériaux et des grands déplacements nécessaires à l'évaluation des contraintes. Ce type d'analyse s'avère ainsi la méthode la plus appropriée pour déterminer les effets du décalage en cisaillement sur la résistance des membrures tendues dans les assemblages.

L'analyse plastique non-linéaire requiert des logiciels spécialisés en calculs par éléments finis afin de traiter les contraintes qui se trouvent entre la limite élastique et la contrainte ultime. Elle permet de prédire la résistance totale disponible d'une membrure ainsi que le mécanisme de ruine. Pour procéder à une telle analyse, plusieurs conditions s'appliquent notamment la ductilité requise du matériau et l'empêchement du voilement et du déversement des éléments structuraux.

### 3.2 Propriétés du logiciel ANSYS

Étant donné que le comportement plastique de l'acier ainsi que les grandes déformations à proximité des assemblages, sont à considérer lors de toute analyse par ANSYS, ces analyses utilisent par défaut l'approche de Newton-Raphson. Basée sur des itérations subdivisées en séries de pas (incrément) tel que montré sur la figure 27 ci-dessous, cette approche permet de déterminer les racines d'une fonction non-linéaire (équation 45). Ainsi, l'approche évalue le vecteur de différence entre les charges appliquées et celles correspondant aux contraintes dans les éléments. De plus, puisqu'elle consiste en un processus itératif pour solutionner les équations non-linéaires, elle peut être présentée selon les équations de Bath (équations 46 et 47). Le programme exécute alors à une solution linéaire en comparant les charges et en vérifiant la convergence.

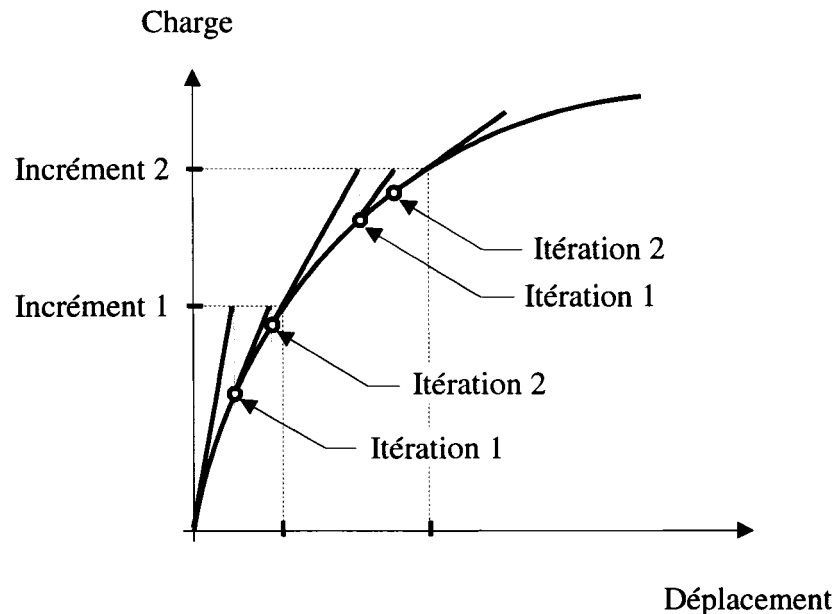


Figure 27 Itérations et incréments selon l'approche Newton-Raphson

Si la convergence ne peut pas se faire, le programme essaie de résoudre avec un incrément de charge plus petit. Notons que les incréments sont requis pour le processus

de solution étant donné le parcours non-linéaire correspondant au palier de plasticité dans la courbe de rigidité de matériau. Le vecteur de différence entre les charges est donc réévalué, la matrice de rigidité est mise à jour et une nouvelle solution est obtenue.

Ainsi :

$$[K]\{u\} = \{F^a\} \quad (45)$$

où

$[K]$  Matrice des coefficients de la rigidité non-linéaire du matériau

$\{u\}$  Vecteur des valeurs inconnues des degrés de liberté (déplacements)

$\{F^a\}$  Vecteur des charges appliquées

Puisque le vecteur des degrés de liberté est fonction de la matrice de rigidité qui est non-linéaire, l'équation (45) devient évidemment non-linéaire. Ainsi, la méthode de Newton-Raphson est un processus itératif servant à résoudre les équations non-linéaires. Il peut être représenté de la façon suivante :

$$[K_i^T]\{\Delta u_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\} \quad (46)$$

$$\{u_{i+1}\} = \{u_i\} + \{\Delta u_i\} \quad (47)$$

où

$[K_i^T]$  Matrice de la tangente (Jacobian)

$i$  Indice inférieur représentant l'itération courante d'équilibre

$\{F_i^{nr}\}$  Vecteur des charges correspondant aux contraintes dans les éléments

$[K_i^T]$  et  $\{F_i^{nr}\}$  sont évaluées à partir du vecteur  $\{u_i\}$ . Le côté droit de l'équation (46) est le vecteur de la charge résiduelle qui peut empêcher la convergence du modèle.

La matrice  $K$  est alors le lien entre le procédé itératif Newton-Raphson, utilisé par Ansys, et le modèle d'éléments finis que nous avons utilisé lors des analyses. Les éléments utilisés dans les modèles analysés sont du type SOLID95. Ce type d'éléments comprend 20 noeuds ayant 3 degrés de liberté chacun. Étant donné qu'un modèle peut compter des milliers d'éléments, le nombre de degrés de liberté dans un modèle peut alors atteindre des millions.

Pour mieux représenter les modèles et d'obtenir une solution mieux convergée (plus précise et optimisée), nous avons augmenté le nombre d'incrémentes et d'itérations en augmentant le nombre d'éléments (mailles), c'est-à-dire, en divisant le modèle en plusieurs éléments (plus petits) lors du maillage. Ainsi, chaque nouvel élément (plus petit) comprend toujours 20 noeuds. Étant donné que le nombre d'éléments doit être restreint par les espaces disponibles dans la mémoire de tout système d'exploitation utilisé, la taille du modèle ainsi que la précision des résultats s'avèrent alors limitées par ce fait.

Les analyses par éléments finis sont d'ailleurs à l'origine d'autres inconvénients. Il s'agit des singularités qui peuvent se produire au droit des chargements élevés, entraînant ainsi des résultats d'analyses erronés qui tendent vers l'infini. Étant donné que ces résultats caractérisent les contraintes aux noeuds, le résultat moyen de l'élément (la moyenne des contraintes aux 20 noeuds) s'avère alors erroné, et par conséquent, les résultats de l'ensemble du modèle sont erronés. Un autre inconvénient important demeure dans les erreurs provoquées par les interpolations linéaires utilisées à l'obtention des résultats. Par contre, la grande capacité de déterminer, en tout temps, les contraintes et les déformations ainsi que l'utilisation des résultats pour comparer les diagrammes des contraintes, constituent évidemment les principaux avantages suscités par ces analyses.



Les figures ci-dessous sont choisies afin de clarifier le principe d'itérations et d'incrément de l'approche de Newton-Raphson. Ainsi, la figure 28 représente une itération sans incréments intermédiaires et la figure 29 indique des tolérances de convergence obtenues par deux itérations.

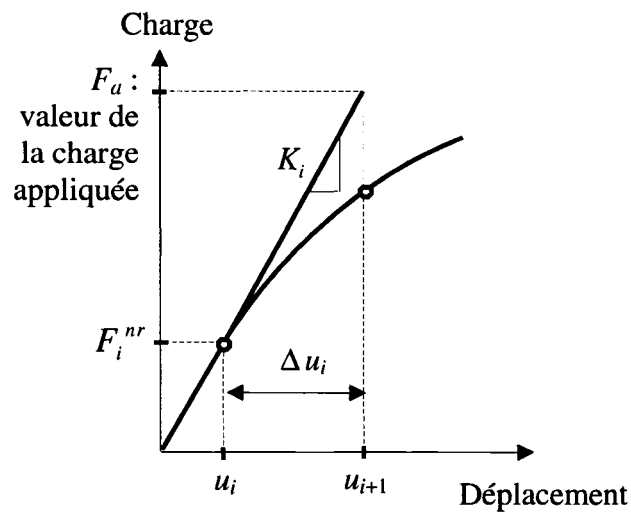


Figure 28 Itération simple

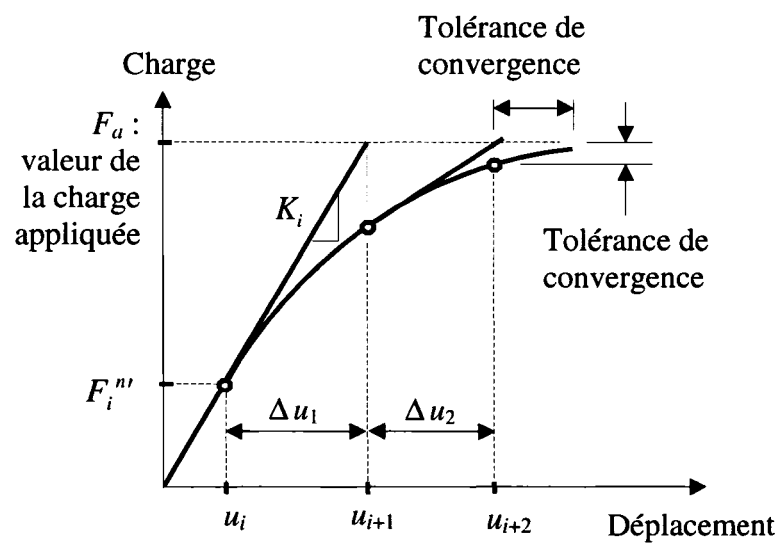


Figure 29 Tolérances de convergence

La figure 30 ci-dessous montre trois itérations et finalement tandis que la figure 31 illustre deux incréments à deux itérations chacune.

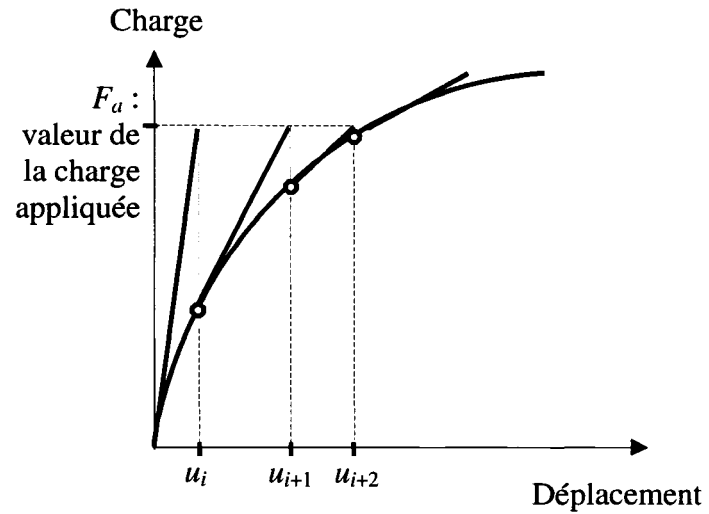


Figure 30 Trois itérations

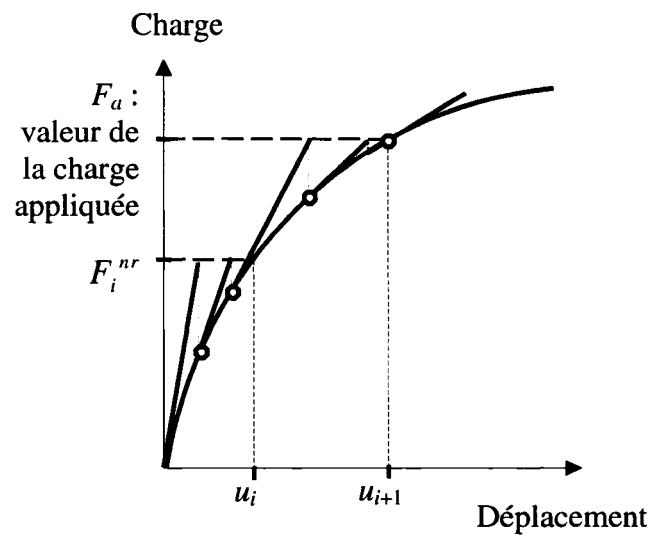


Figure 31 Deux incréments à deux itérations chacune

### **3.3 Modèles utilisés lors de l'analyse par éléments finis**

Des analyses élastiques et plastiques sont effectuées sur différents modèles afin de révéler la répartition des contraintes pour le chargement complet. Ces modèles comportent tous les noeuds, les éléments, les propriétés des matériaux utilisés, les conditions aux frontières ainsi que d'autres outils employés à la représentation du système physique tel que le type de raccordement des éléments (Glue) et le type de contact entre eux (Contact). Les fichiers des données sont paramétriques dans le but de permettre d'apporter au modèle adopté de modifications plus rapidement que si elles étaient effectuées manuellement. Les paramètres comprennent la géométrie des assemblages (dimensions du gousset, de la membrure tendue et des soudures).

#### **3.3.1 Plasticité des matériaux**

Bien que les membrures d'âme dans une poutre à treillis travaillent généralement, soit en traction, soit en compression, le durcissement utilisé dans le modèle est du type cinématique (Kinematic Hardening Plasticity). Voir la figure 32 ci-dessous. Le principal avantage d'un tel durcissement consiste à permettre l'utilisation du modèle pour des contraintes plastiques de traction ou de compression, en reflétant le comportement réel des matériaux.

Étant donné que l'étude porte sur l'analyse des membrures tendues dans une poutre à treillis et puisque celles-ci sont sollicitées par des contraintes en traction seulement (pas de contraintes en compression), on s'intéresse aux contraintes correspondant à la zone probable montrée sur la figure 32 ci-dessous. Rappelons que le type de plasticité des matériaux (acier et soudure), utilisé dans le modèle, est non-linéaire et inélastique tel que montré à la figure 33 ci-dessous.

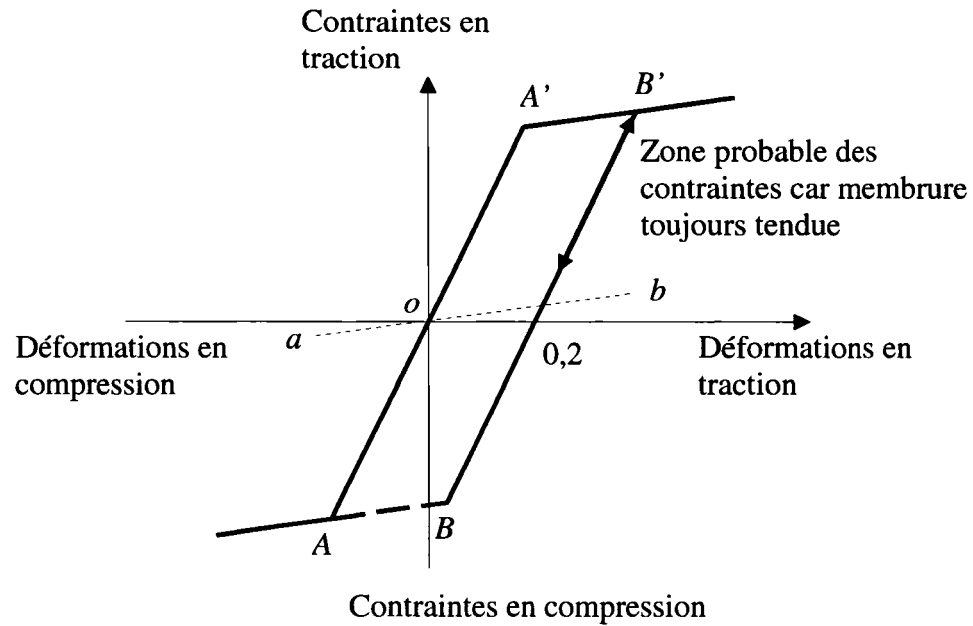


Figure 32 Durcissement cinématique

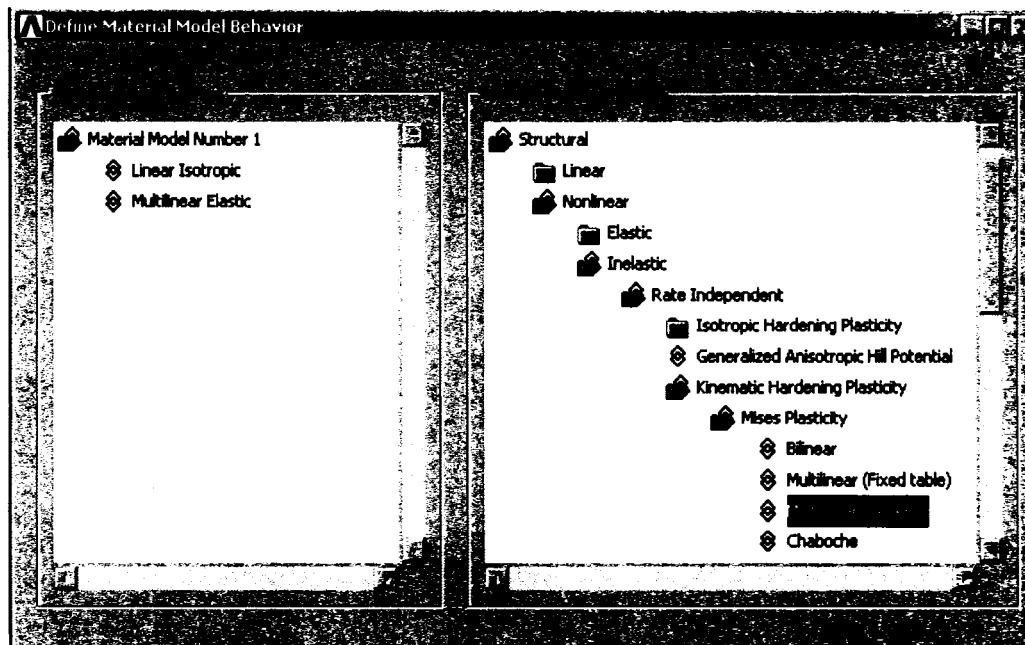


Figure 33 Type de plasticité des matériaux

### 3.3.2 Critère de défaillance de von Mises

La figure 34 montre les états de contraintes le long d'une barre tendue soudée à un gousset. Les contraintes sont uniaxiales au point 1, tandis qu'elles sont biaxiales aux points 2 et 3 en raison des soudures qui empêchent la déformation selon l'axe  $y$ . Notons que les contraintes de cisaillement montrées sur les éléments 2 et 3 correspondent au cas où les éléments sont situés au voisinage des soudures seulement.

La figure 34b montre le critère de von Mises. Il est donné par l'équation (48) ci-dessous qui définit un critère de plastification à différents points de la barre tendue :

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_y \sigma_z + 3\tau_{yz}^2} < F_y \quad (48)$$

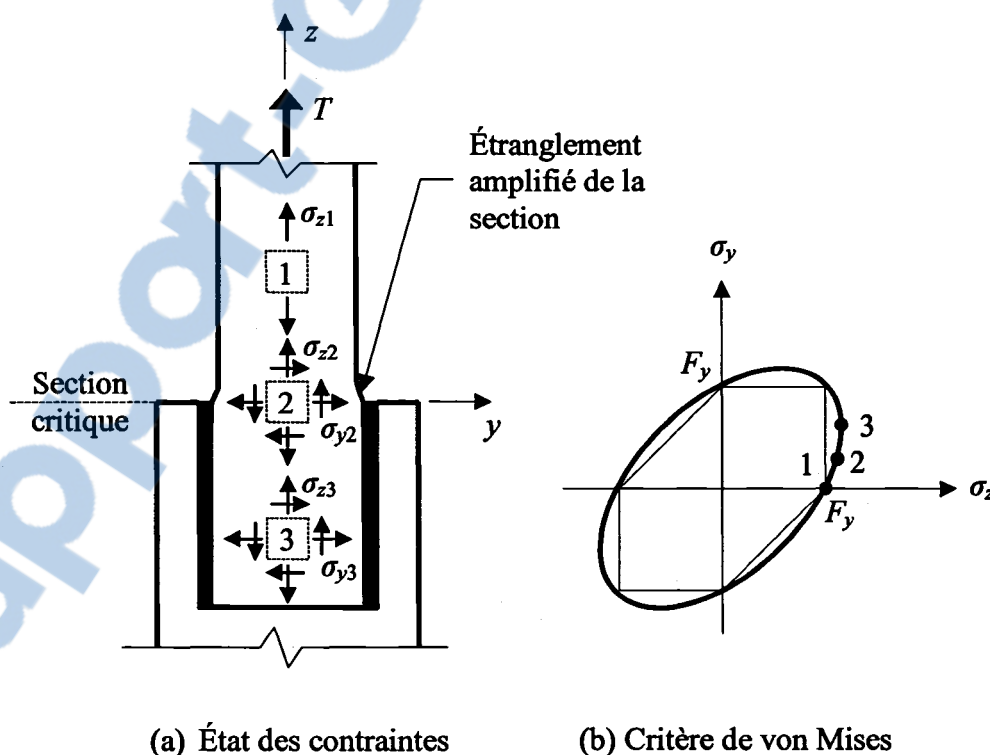


Figure 34 Contraintes dans une barre tendue

L'élément 2 est soumis à l'état des contraintes biaxiales et rigidifié par les soudures à ses frontières contrairement à l'élément 1 qui est soumis à des contraintes uniaxiales seulement. En d'autres termes, selon l'équation (48), le critère de défaillance de von Mises est plus élevé sur l'élément 2 que sur l'élément 1 en raison des contraintes  $\sigma_y$ .

### 3.3.3 Rigidité des matériaux

Les matériaux constituant le modèle adopté, soit l'acier et la soudure en acier, ont une constante de rigidité de 200 GPa tel que montré sur la figure 35 ci-dessous. La courbe est calculée avec la section initiale de l'éprouvette où les contraintes sont diminuées en considérant une section constante plutôt qu'une section réduite.

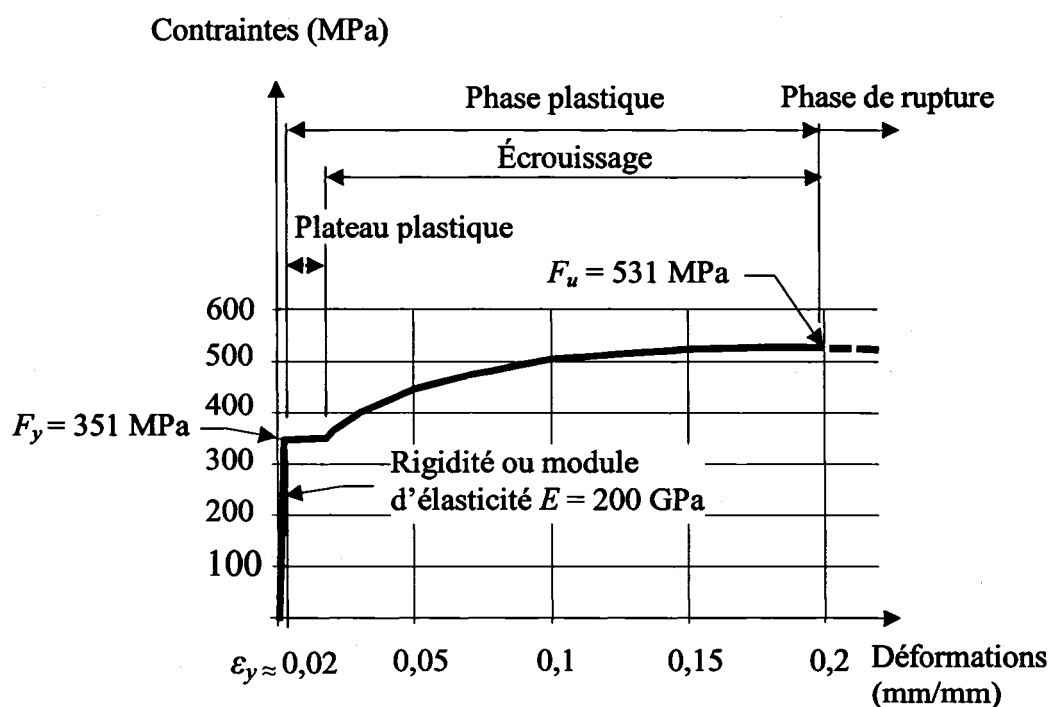


Figure 35 Contraintes-déformations de l'acier

### 3.3.4 Marge de manoeuvre obtenue par les courbes de contrainte-déformation

La figure 36 montre les différentes courbes de contrainte-déformation. La courbe dont la pente devient négative à partir de la contrainte ultime (point  $M$ ) est utilisée par les ingénieurs.

En réalité, à la contrainte ultime apparaît une striction dans l'éprouvette et la section qui correspond à la striction doit être considérée pour déterminer les contraintes à partir de la contrainte ultime. La courbe ainsi obtenue est la courbe réelle qui continue à croître au delà du point  $M'$ .

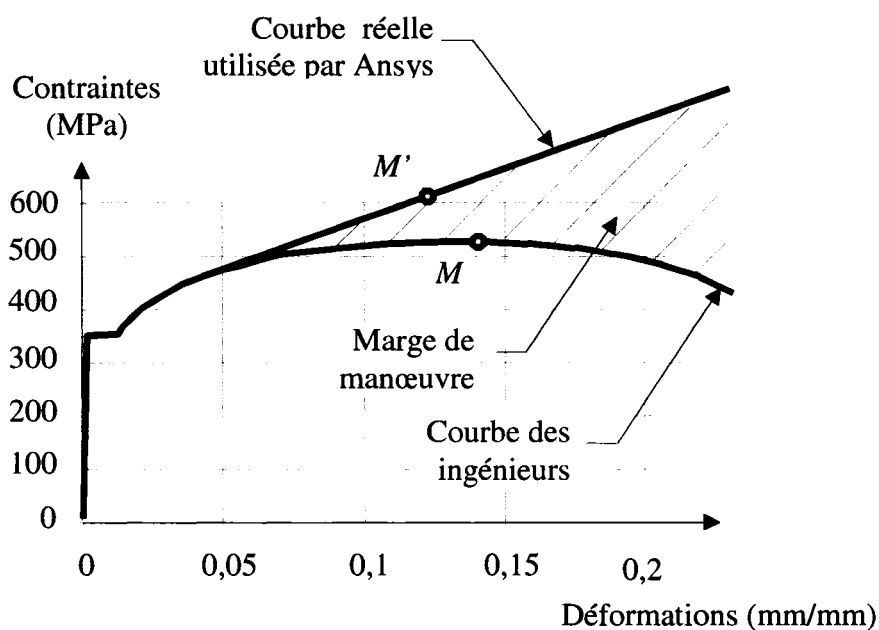


Figure 36 Différentes courbes de contrainte-déformation

En comparant les deux courbes, le point  $M$  correspond au point  $M'$  sur la courbe réelle. La courbe corrigée tient compte de l'état complexe des contraintes en raison des grandes déformations vis-à-vis la striction.

Le programme ANSYS se sert de la courbe réelle pour les analyses à grands déplacements. Comme la courbe définit le comportement du matériau pour tout le modèle, la rupture de celui-ci se produit à des contraintes plus élevées qu'elles le sont réellement. C'est pourquoi, en utilisant le critère de plastification de von Mises comme critère de défaillance, on tient compte d'une certaine marge de manœuvre de la résistance dans le modèle.

### 3.3.5 Modèle d'un élément d'une poutre à treillis

Les membrures étudiées sont en premier des barres simples et doubles. Les cornières et les profilés en *C* sont étudiés par la suite. Dans un premier temps, un élément complet de l'âme d'une poutre à treillis (figure 37) est considéré. Il s'agit d'une barre tendue fixée sur un gousset de chaque côté (figure 38).

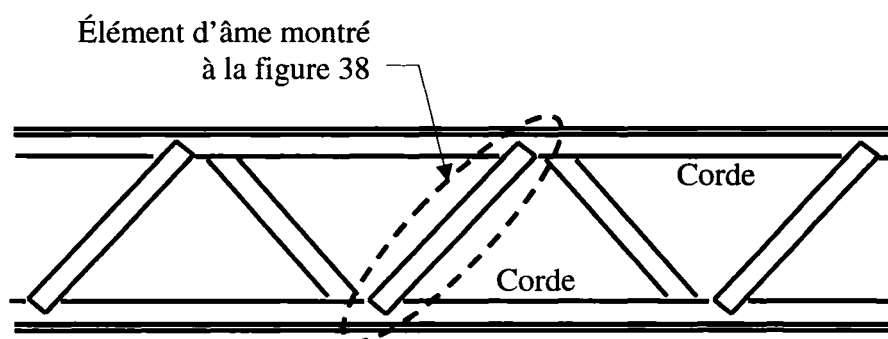


Figure 37 Poutre à treillis  
(figure 8 répétée)

Dans un deuxième temps, le modèle étant symétrique, la moitié du modèle s'avère suffisant (figure 39) en tenant compte des conditions aux frontières tel que montré au paragraphe 3.3.12. De plus, le quart du modèle peut être considéré en réduisant de nouveau le nombre d'éléments de moitié (figure 40). Cependant, si les cordons de soudure ne sont pas symétriques par rapport à l'axe neutre dans la direction longitudinale de la barre, le modèle n'est plus valide.



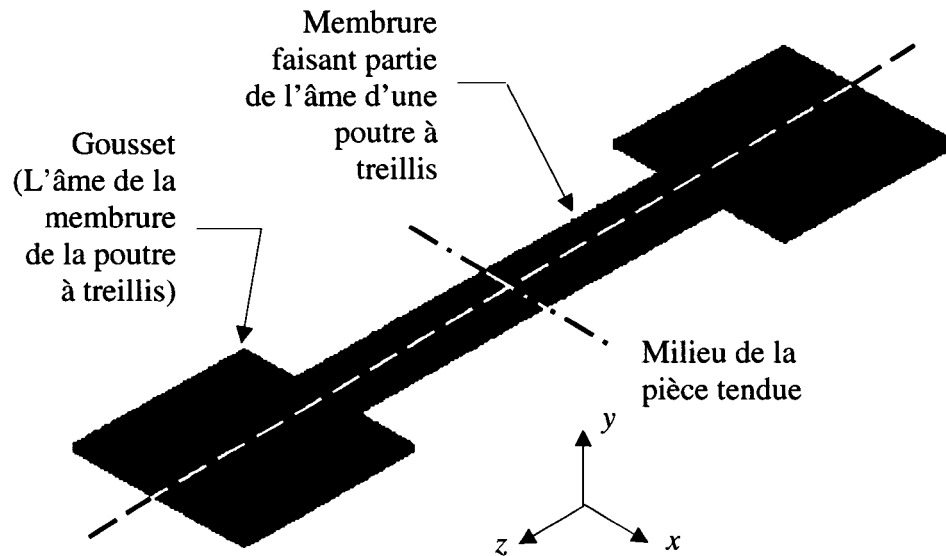


Figure 38 Modèle complet d'une barre tendue fixée sur deux goussets

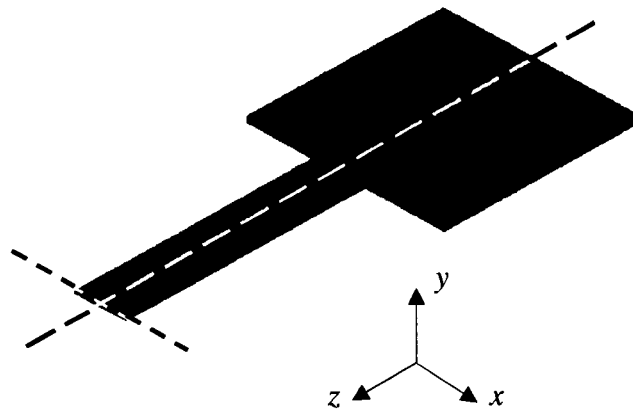


Figure 39 Modèle simplifié de moitié

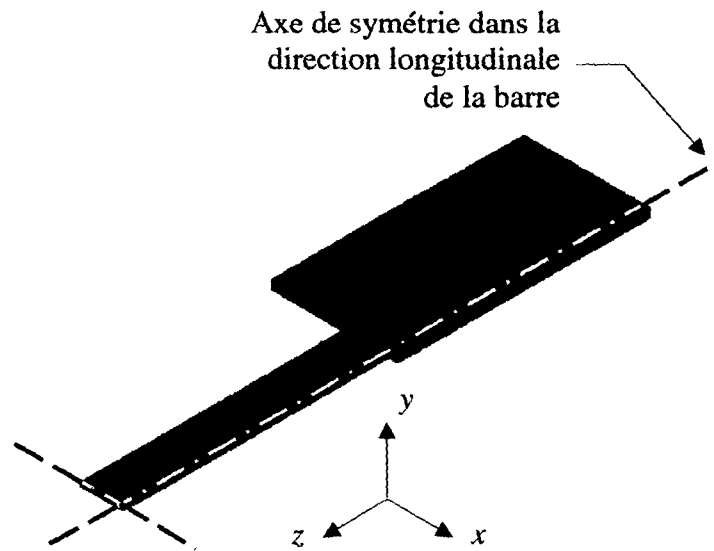


Figure 40 Modèle simplifié réduit au quart

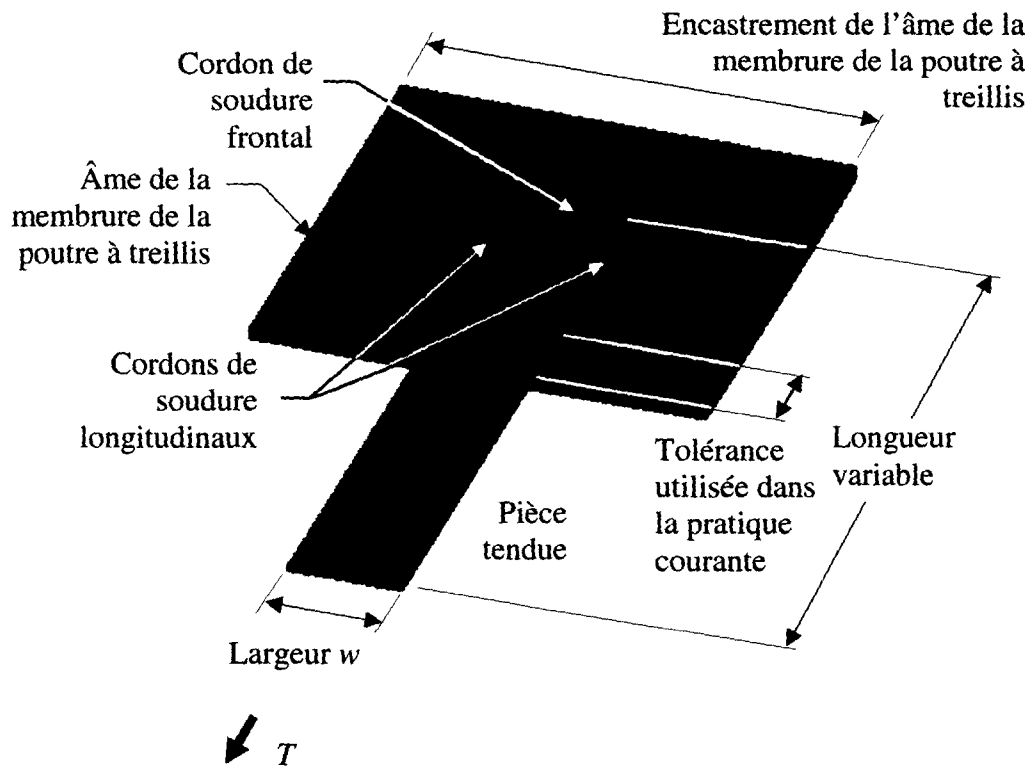


Figure 41 Modèle utilisé lors de l'étude

Donc, la moitié du modèle est utilisée lors de l'étude telle que montrée sur la figure 39. Les principaux éléments du modèle utilisé au cours de l'étude sont illustrés sur la figure 41. Notons que le type d'élément est de Solid95 qui peut s'adapter facilement aux formes irrégulières telles que les modèles avec courbes, sans trop perdre de précision. Cet élément possède des propriétés qui permettent d'exprimer la plasticité, le fluage, le durcissement, les grands déplacements et les grandes déformations d'un matériau.

### **3.3.6 Soudures**

Pour tous les arrangements et dimensions considérés lors de l'étude, les soudures utilisées sont structurales puisque leur fonction est de transférer des contraintes d'une membrure à une autre. Elles ont également les mêmes propriétés mécaniques dans le but de faciliter la comparaison des résultats.

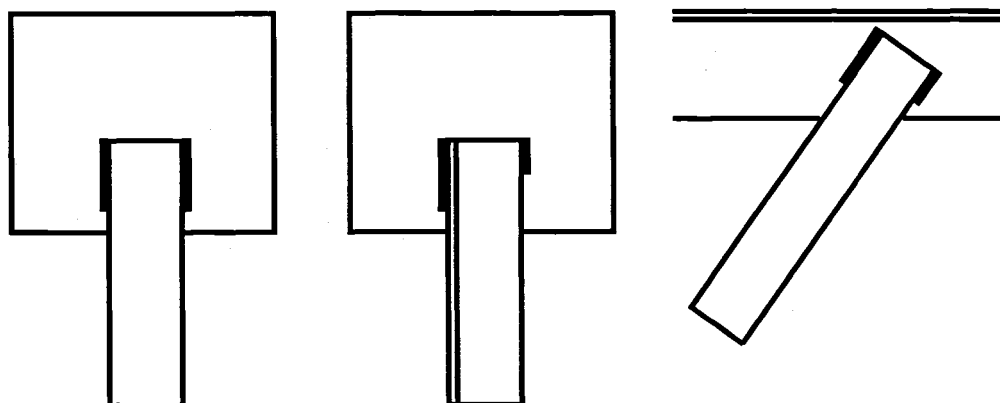
Dans les charpentes d'acier, on utilise presque exclusivement le soudage à l'arc électrique avec un métal d'apport produit par la fusion d'une électrode de soudage. Celle-ci est choisie en tenant compte de la nuance de l'acier (métal de base) et identifiée par la lettre *E* suivie de chiffres dont les deux premiers, multipliés par dix, donnent la contrainte de rupture minimale en traction du métal d'apport. Celui-ci doit avoir des caractéristiques mécaniques similaires à celles du métal de base. Il faut alors respecter la compatibilité suggérée dans les normes sur le calcul des charpentes d'acier. À titre d'exemple, si les nuances d'acier du métal de base sont comprises entre 300W et 380W, l'électrode de soudage compatible est de 490 MPa.

#### **3.3.6.1 Un seul cordon de soudure**

Un seul cordon de soudure est considéré avec deux arrangements, une soudure frontale et une soudure longitudinale. Puisqu'il n'y a pas de décalage en cisaillement dans les barres avec soudure frontale sur toute la largeur, seulement les assemblages réalisés avec une seule soudure longitudinale sont considérés lors de cette étude.

### 3.3.6.2 Deux cordons de soudure

Les cas possibles d'assemblage à deux soudures longitudinales sont montrés sur la figure 42. Si la géométrie le permet, les barres sont souvent connectées au moyen de deux soudures égales (figure 42a). Cependant, pour les profilés avec aile en saillie tels que les cornières, les assemblages sont effectués avec deux soudures longitudinales inégales que l'on appelle assemblages équilibrés (figure 42b). Les diagonales dans les poutres à treillis sont souvent connectées avec des soudures équilibrées en raison de la géométrie (figure 42c). Les assemblages effectués à l'aide d'une soudure frontale et une soudure longitudinale sont moins fréquents.



(a) Deux soudures longitudinales égales

(b) Soudures équilibrées en raison du profilé

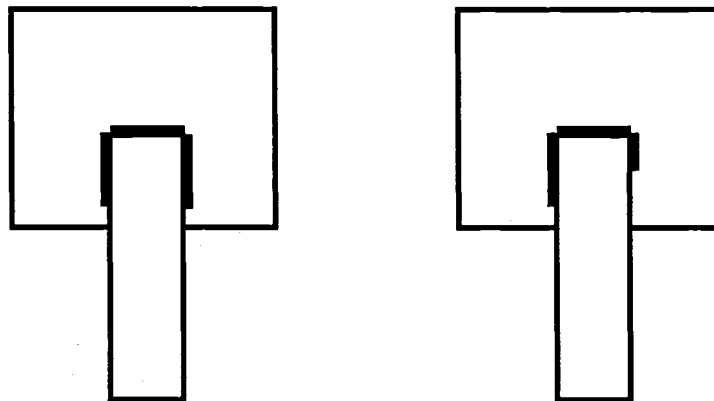
(c) Soudures inégales dues à la géométrie

Figure 42 Assemblages à deux soudures

### 3.3.6.3 Trois cordons de soudure

Il s'agit des assemblages effectués par un cordon frontal avec deux cordons longitudinaux (figure 43). Ce type d'assemblage est souvent utilisé aux endroits où l'espace est limité pour fournir une résistance suffisante de soudure. Si les soudures

longitudinales sont supérieures à deux fois la largeur de la barre (Mannem 2002), la soudure frontale est légèrement sollicitée et presque inutile.



(a) Soudures longitudinales  
égales

(b) Soudures longitudinales  
inégales

Figure 43 Assemblages à trois soudures

### 3.3.7 Flux de cisaillement

Étant donné que la présente étude porte sur le décalage en cisaillement, on suppose que la soudure est capable de résister aux charges appliquées.

### 3.3.8 Barre et gousset

Le gousset utilisé dans le modèle est de 16x300x300 tandis que la barre est de 8x100x400. L'épaisseur du gousset est relativement épaisse afin d'éviter la rupture du gousset et cibler celle de la barre. Pour la rigidité, seules les dimensions sont étudiées car tous les éléments du modèle sont constitués d'acier et ont le même module d'élasticité.

### **3.3.9 Tolérance**

Dans les assemblages soudés, on voit souvent des soudures longitudinales avec une certaine tolérance sur le gousset telle que montrée sur la figure 41. Cette tolérance affecte le décalage en cisaillement en faisant varier le déplacement de la membrure mesuré perpendiculairement à la charge appliquée. Une valeur moyenne de tolérance, soit 25 mm, est alors utilisée le long de cette étude afin de refléter la pratique courante AISC (2000).

### **3.3.10 Conditions de raccordement**

Les barres sont raccordées aux goussets par des soudures. Pour la modélisation, les soudures sont alors collées aux barres et aux goussets à l'aide de la commande Glue de ANSYS pour que le modèle ne forme qu'une seule entité. Les nœuds des mailles doivent concorder et aucun nœud ne doit être vis-à-vis des arêtes entre les nœuds. La commande Contact a été utilisée afin de tenir compte de la friction causée par le contact des membrures et d'éviter que celles-ci rentrent l'une dans l'autre une fois fléchies.

### **3.3.11 Maillage**

Le maillage influence largement le résultat des analyses. Il doit être effectué selon les critères ci-dessous afin d'obtenir des bons résultats :

- a. un maillage fin dans les régions où les contraintes changent rapidement;
- b. une variation graduelle du maillage.

Le logiciel ANSYS de capacité intermédiaire peut traiter des modèles comportant jusqu'à 32000 éléments. Le temps d'exécution peut atteindre 240 heures, selon le maillage et la puissance de la machine. Un maillage fin permet l'obtention des résultats précis en particulier aux endroits où une concentration des contraintes est présente.

Un compromis dans le but d'optimiser le nombre et la forme des éléments dans le modèle est ainsi nécessaire. Le maillage doit être de petite taille dans les zones analysées et sollicitées par des contraintes élevées, pour augmenter graduellement (figure 44). La figure 45 montre un maillage moyennement rigoureux.

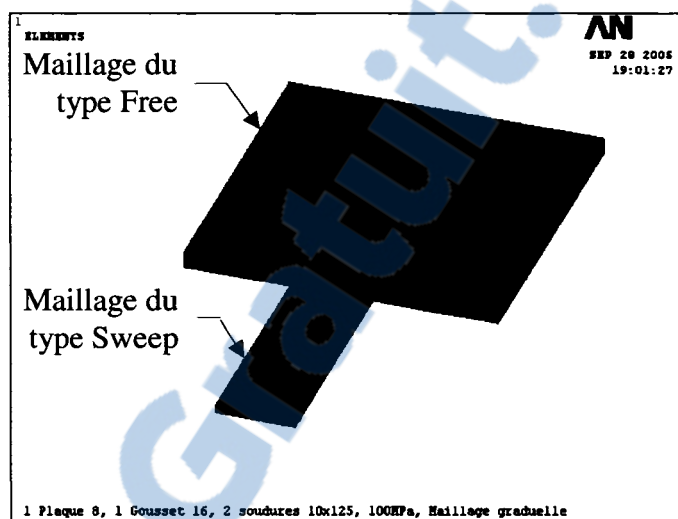


Figure 44 Maillage rigoureux (Augmentation graduelle)

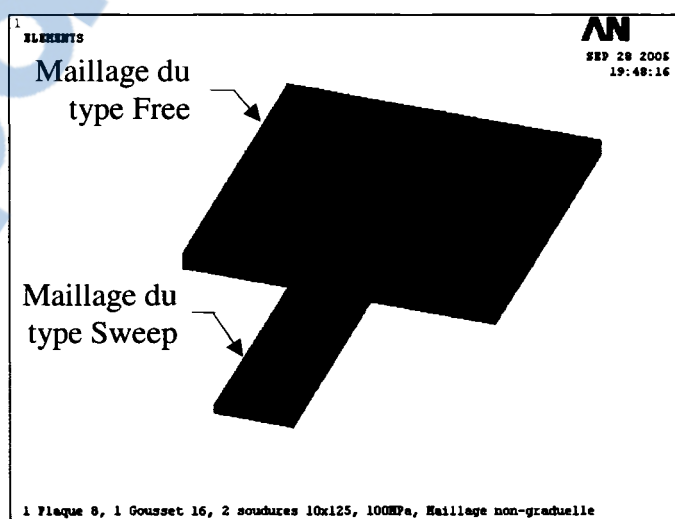


Figure 45 Maillage moyennement rigoureux

Les résultats obtenus varient d'un modèle à l'autre et convergent selon le type du maillage. Ainsi, la figure 45 illustre un maillage rigoureux avec de résultats de contraintes, au droit de la section critique, suffisamment précis. La figure 46 montre un maillage moyennement rigoureux avec de résultats plus ou moins précis.

Notons que les figures 44 et 45 montrent des éléments de type étalement (Sweep) dans les barres et de type libre (Free) dans le gousset. Le type Sweep à éléments rectangulaires est déterminé par le concepteur et le type Free à éléments triangulaires est établi automatiquement par le logiciel. La seule différence entre les figures 44 et 45 est le maillage dans les barres qui augmente graduellement à partir de la section critique dans la figure 45. Un raffinement graduel des mailles permet d'obtenir une précision des résultats dans les régions qui nous intéressent en minimisant ainsi le nombre total d'éléments dans le modèle.

La figure 46 présente un maillage grossier partout (barre et gousset) dont les résultats sont approximatifs.

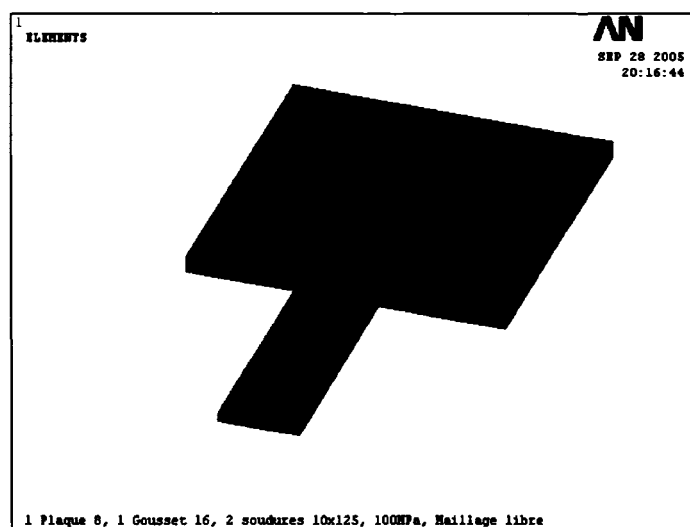


Figure 46 Maillage grossier du type Free



### 3.3.12 Conditions aux frontières

Les conditions aux frontières affectent le comportement du modèle. Puisque seulement la moitié de la membrure tendue est utilisée, la rotation à mi-portée est nulle (figure 47).

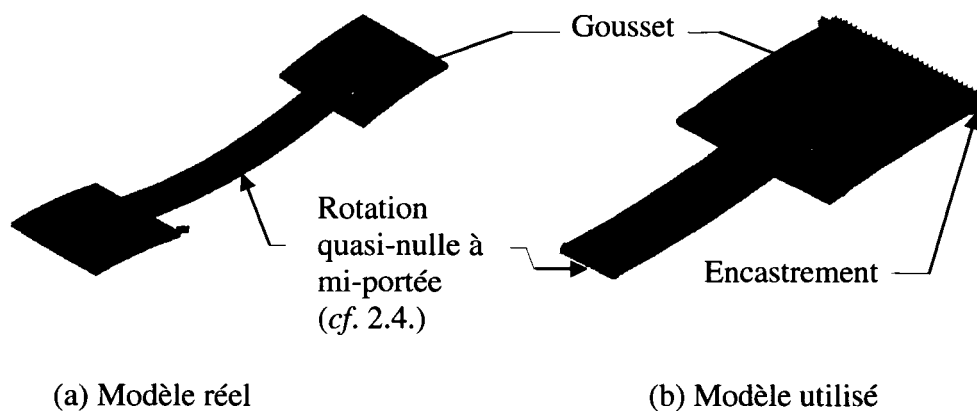


Figure 47 Conditions aux frontières

Étant donné que le gousset représente l'âme d'une corde dans une poutre à treillis et puisque cette âme est considérée comme étant encastree à l'âme de la membrure, le gousset dans le modèle est encastree (figure 47b). Notons que la largeur du gousset utilisée représente la largeur effective approximative de l'âme de la membrure en question.

### 3.3.13 Excentricités dans un modèle

Dans un modèle donné (figure 48), on distingue les excentricités suivantes :

- l'excentricité locale entre le plan neutre du gousset et le centre de gravité de la force appliquée sur une barre en particulier;
- l'excentricité globale qui tient compte du plan neutre du gousset et le centre de gravité de la force totale de traction appliquée sur l'ensemble du modèle.

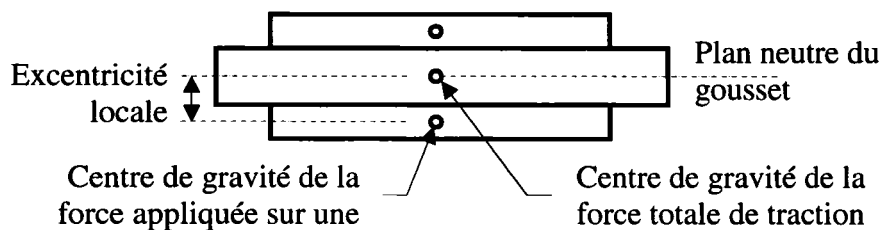


Figure 48 Centres de gravité et plan neutre

Le modèle illustré sur la figure 49 est rencontré dans les structures en acier excepté que les membrures utilisées sont des cornières ou des profilés en *C* à la place des barres. L'utilisation de deux barres symétriques par rapport à un gousset peut annuler l'excentricité globale du modèle parce que le plan neutre du gousset se confond avec le centre de gravité des forces appliquées sur les barres. Ainsi, le déplacement du gousset s'annule en raison des moments qui sont égaux et de sens inverse.

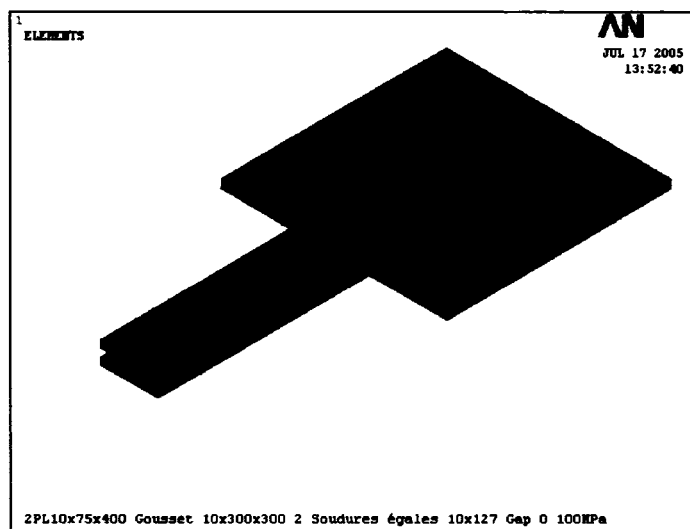


Figure 49 Deux barres raccordées sur un gousset

L'excentricité globale du modèle à barre simple (figure 50) n'est pas nulle comme dans le modèle précédent. Le plan neutre du gousset se trouve à une certaine excentricité locale du centre de gravité de la force appliquée. Puisque la barre est la seule membrure

tendue dans le modèle, l'excentricité globale du modèle se confond avec l'excentricité locale. Par conséquent, les contraintes engendrées dans la barre sont plus critiques dans le modèle à barre simple que dans le modèle à deux barres symétriques.

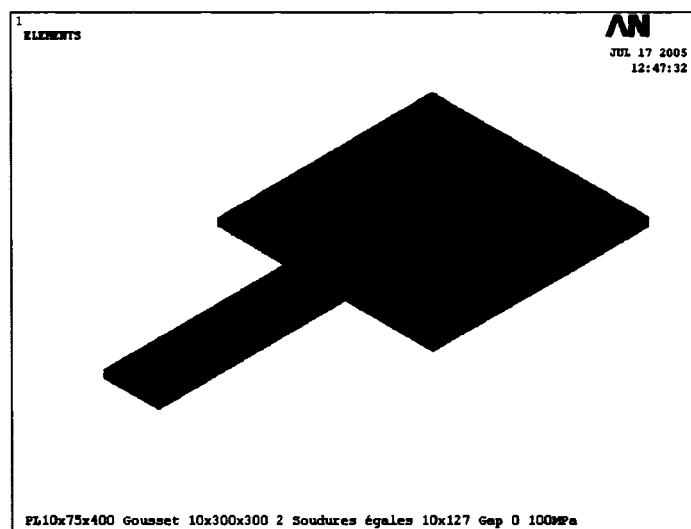


Figure 50 Une barre raccordée sur un gousset

Bien que la plupart des poutres à treillis soient constituées d'un seul gousset tel que montré sur les figures 49 et 50, on s'intéresse aussi au modèle montré sur la figure 51 qui comporte deux goussets. Ce modèle est doublement symétrique en raison des doubles goussets selon une direction et des doubles soudures égales selon l'autre direction.

Dans ce modèle, les excentricités locale et globale s'annulent. Ainsi, le centre de gravité des plans neutres des goussets concorde avec celui de la force totale appliquée sur la barre. Ce genre d'assemblage est utilisé seulement lorsque les membrures sont des profilés en C ou des PCC.

Notons que les analyses de contraintes dans les modèles précédents sont présentées à l'annexe 3 (Analyse par éléments finis). Les contraintes étudiées sont mesurées sur la même section et sous l'effet de la même charge appliquée.

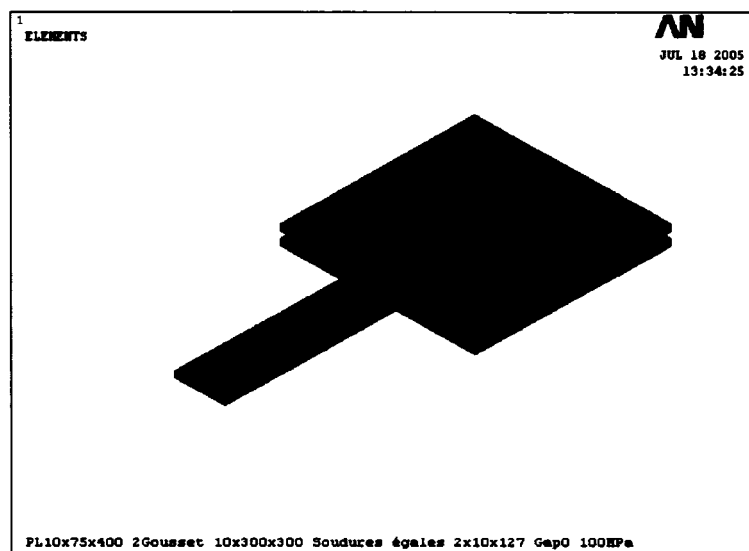


Figure 51 Une barre raccordée sur deux goussets

### 3.4 Conclusion

Les analyses par éléments finis peuvent représenter le comportement des assemblages jusqu'à la rupture. On peut ainsi se faire une bonne idée du décalage en cisaillement au voisinage des assemblages. Ainsi, si la charge de traction est appliquée d'un seul côté par rapport au gousset (une seule membrure), les contraintes sont élevées. Si le centre de gravité de la charge appliquée se confond avec le plan neutre du modèle (deux membrures symétriques par rapport au gousset), les seules contraintes sont alors celles dues aux excentricités locales.

## CHAPITRE 4

### MÉTHODE RATIONNELLE

#### 4.1 Introduction

Lors de la conception des poutres à treillis, les membrures de l'âme sont considérées comme étant soumises à des contraintes axiales seulement. En réalité, il y a des moments de flexion souvent variables le long des membrures ainsi que des contraintes non uniformes au voisinage des assemblages (chapitre 2). Les normes actuelles, utilisées pour le calcul de telles membrures, tiennent compte de ces moments, mais selon des équations empiriques et non rationnelles.

Une approche appelée « méthode rationnelle » et basée sur des concepts scientifiques est développée dans ce chapitre. Elle est une extension de la méthode de Whitmore, excepté qu'elle est utilisée pour calculer la résistance des membrures travaillant en traction plutôt que la résistance des goussets. La résistance réduite en raison du décalage en cisaillement est évaluée en fonction de la distribution des contraintes aux extrémités des membrures tendues.

Les résultats expérimentaux et analytiques permettent de confirmer les équations de la méthode rationnelle et à ajuster, au besoin, l'angle de distribution des contraintes.

#### 4.2 Méthode de Whitmore

La méthode de Whitmore (1952) est utilisée depuis plusieurs décennies pour la conception des goussets dans les assemblages des structures. Elle consiste à calculer la résistance ultime d'un gousset  $F_u$  en supposant une largeur effective de la section située au début de la soudure. Cette section est appelée section critique du gousset tel que montré sur la figure 52 ci-dessous.

Dans un document de Steel Tips, Astaneh et al. (1985) présente des résultats d'essais effectués sur des barres en acier (Gross, 1990 ; Cheng et al. 1994). Les résultats confirment la méthode de Whitmore en utilisant un angle de  $30^\circ$  pour le champ des contraintes. La charge ultime  $T_y$  est égale à :

$$T_y = F_y A_{eff} \quad (49)$$

où

$$A_{eff} = b_{eff} t = (w + 2L \tan 30^\circ) t \quad (50)$$

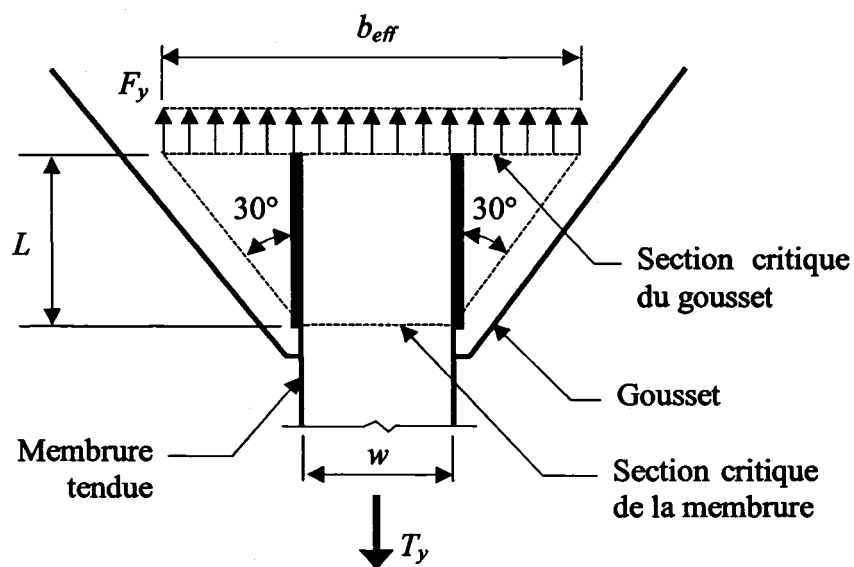


Figure 52 Exemple d'application de la méthode de Whitmore

### 4.3 Section critique d'une membrure

La section critique d'une membrure est située à l'autre extrémité de la soudure (figure 52). Elle se trouve à proximité de l'assemblage où la distribution des contraintes

n'est pas uniforme, donnant lieu à des valeurs maximales de contraintes à cet endroit. En effet, les autres sections, le long des soudures latérales, sont partiellement sollicitées car une partie de la force de traction est transférée dans le gousset. De plus, les sections dans la partie non soudée sont sollicitées par des contraintes moins concentrées qu'à la section critique tel qu'expliqué au chapitre 2.

#### **4.4 Flux de cisaillement dans la soudure**

En considérant une charge de traction  $T$  sur une barre raccordée à un gousset par un cordon de soudure (figure 53), on distingue les cas suivants (Bazergui, Bui-Quoc, Biron, McIntyre, & Laberge, 2002) :

- a. si les rigidités du gousset et de la barre sont similaires et si la longueur de soudure est relativement courte, le flux de cisaillement est uniforme. Voir la figure 53a ci-dessous;
- b. si la soudure est longue, le flux de cisaillement est plus élevé aux extrémités qu'au centre tel que montré sur la figure 53b;
- c. le flux non uniforme se présente également si les rigidités des pièces ne sont pas similaires et ce, même si la longueur de soudure est relativement courte. Ainsi, si le gousset est très rigide comparé à celle de la barre, le flux est plus élevé à l'extrémité du gousset (figure 53c). Si la rigidité de la barre est très élevée en comparaison de celle du gousset, le flux est plus élevé à l'autre extrémité de la soudure.

Le flux ne dépend pas uniquement de la charge appliquée, mais également des rigidités des pièces et des propriétés des soudures : rigidité, dimensions, arrangement, etc. Cependant, pour simplifier la compréhension de la méthode rationnelle, le flux de cisaillement est considéré comme étant uniforme tout le long de la soudure.

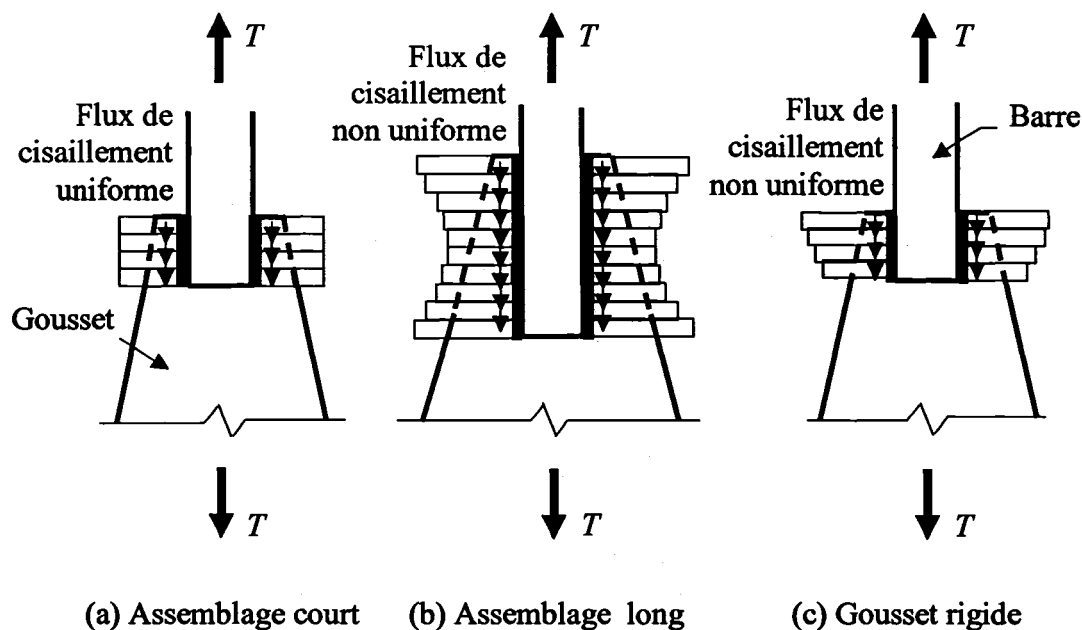


Figure 53 Flux de cisaillement dans les soudures

#### 4.5 Distribution des contraintes dans les éléments

L'approche rationnelle est basée sur une distribution des contraintes qui tient compte de l'agencement des soudures. Considérons une soudure simple telle qu'illustrée sur la figure 54. Comme première approche, la soudure est divisée en un certain nombre d'éléments tel que considéré lors de l'analyse des charges excentriques dans les groupes de soudures (Butler, Pal, & Kulak, 1972). On suppose que le flux de cisaillement dans chaque élément  $dL$  est transféré dans la barre par un champ de contrainte formant un angle  $\theta$  avec l'axe de la barre. La distribution des contraintes correspondant au premier élément  $dL$  à l'extrémité de la soudure est montrée sur la figure 54a. Le flux de cisaillement de cet élément est égal à :

$$q = \frac{dL}{L_1} T \quad (51)$$



où

$T$  est la force axiale totale dans la barre transférée par la soudure  $L_1$ .

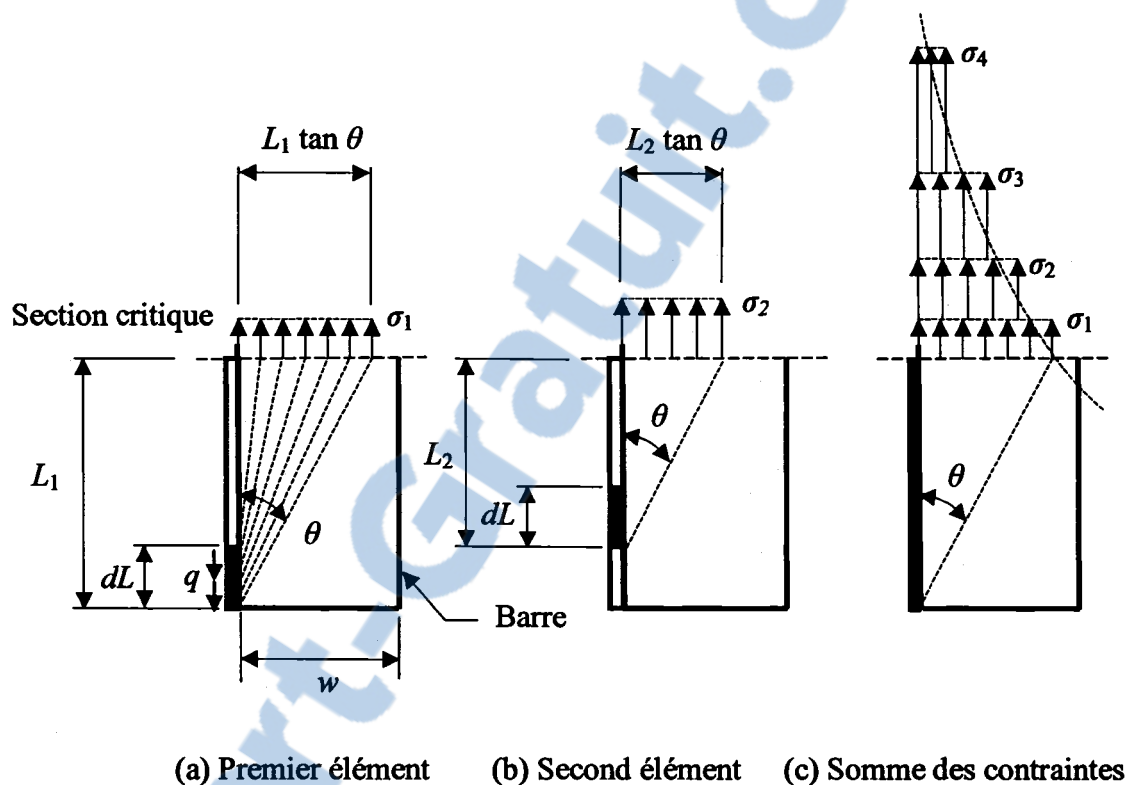


Figure 54 Distribution des contraintes des éléments

La contrainte élémentaire de traction à la section critique, correspondant au flux de cisaillement  $q$  et agissant sur une largeur  $L_1 \tan \theta$ , est égale à :

$$\sigma_1 = q / (t L_1 \tan \theta) \quad (52)$$

où

$t$  est l'épaisseur de la barre tendue.

Pour l'élément  $dL$  suivant (figure 54b), la contrainte élémentaire de traction à la section critique, correspondant au flux de cisaillement  $q$  et agissant sur une largeur  $L_2 \tan \theta$ , est égale à :

$$\sigma_2 = q / (tL_2 \tan \theta) \quad (53)$$

En répétant la même opération pour tous les éléments  $dL$ , la résultante  $T$  des contraintes de traction sur la section critique peut être obtenue en additionnant les contraintes élémentaires agissant sur leur largeur respective. Une telle distribution des contraintes pour une soudure divisée en quatre parties est montrée sur la figure 54c.

La figure 55 ci-après montre la distribution des contraintes obtenue en utilisant un calcul différentiel. Ainsi, on suppose que le petit élément de soudure  $dx$  supporte une partie du flux de cisaillement  $q$  et la contrainte élémentaire  $\sigma_{\text{élément}}$  en traction sur la surface critique est égale à :

$$\sigma_{\text{élément}} = q / tx \tan \theta \quad (54)$$

où

$q = (dx / L)T$  et  $L$  est la longueur totale de soudure.

En utilisant l'axe  $y'$  pour les contraintes élémentaires et l'axe  $y$  pour la contrainte totale, avec  $y' = x \tan \theta$  et  $dy' = dx \tan \theta$ , l'équation (54) devient :

$$\sigma_{\text{élément}} = \frac{T}{t L \tan \theta} \cdot \frac{dy'}{y'} \quad (55)$$

La contrainte axiale à la section critique (figure 55b) est obtenue en additionnant les contraintes élémentaires comme suit :

La contrainte axiale à la section critique (figure 55b) est obtenue en additionnant les contraintes élémentaires comme suit :

$$\sigma(y) = \int_{y'=y}^{y'=L \tan \theta} \frac{T}{t L \tan \theta} \cdot \frac{dy'}{y'} = \frac{T}{t L \tan \theta} [\ln(L \tan \theta) - \ln y] = \frac{T}{t L \tan \theta} \ln \frac{L \tan \theta}{y} \quad (56)$$

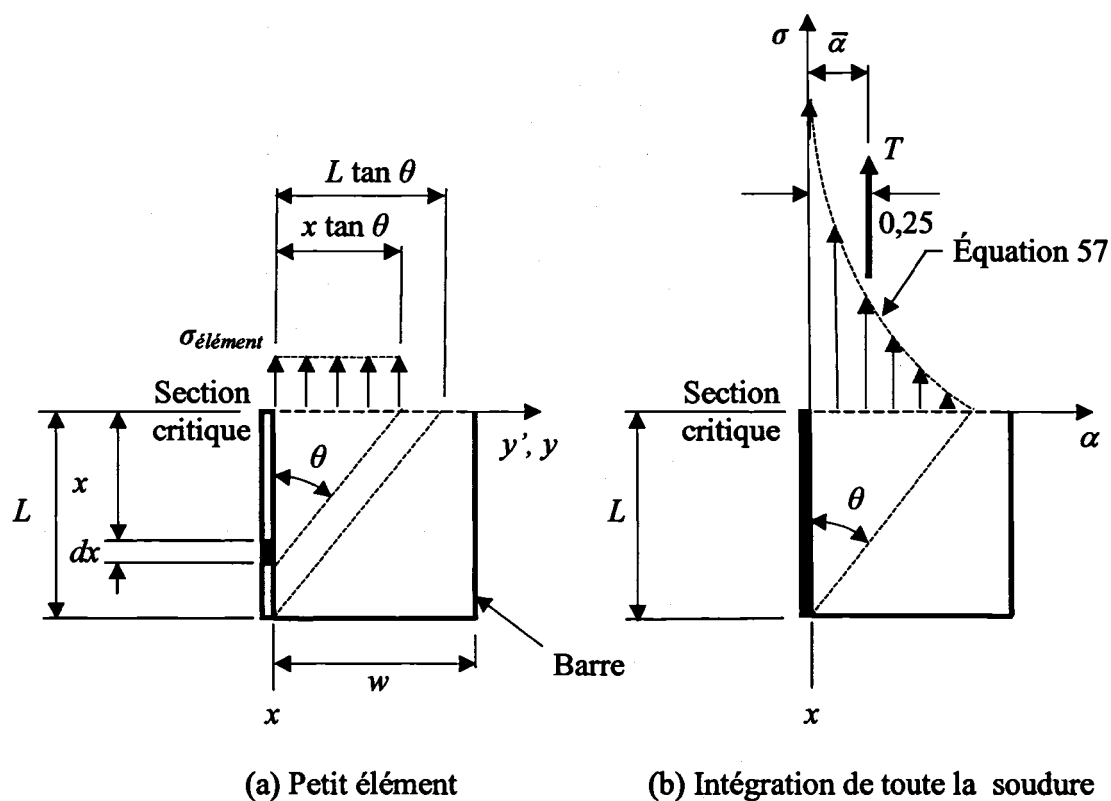


Figure 55 Distribution générale des contraintes

En définissant la contrainte moyenne en traction  $\sigma_{moy} = T / (t L \tan \theta)$  et  $\alpha = y / (L \tan \theta)$ , l'équation (56) devient :

$$\sigma(\alpha) = \sigma_{moy} \ln\left(\frac{1}{\alpha}\right) \quad (57)$$

L'équation (57) est une fonction logarithmique égale à zéro pour  $\alpha = 1,0$  et à l'infini pour  $\alpha = 0$ . Son intégrale sur la largeur  $\alpha$  et l'épaisseur  $t$  est évidemment égale à  $T$  :

$$T = t \int_{\alpha=0}^{\alpha=1} \sigma(\alpha) d\alpha = t \int_{y=0}^{y=L \tan \theta} \sigma(y) dy \quad (58)$$

Notons que la résultante de la force axiale dans la barre  $T$  passe par le centre de gravité des contraintes, soit à  $\bar{\alpha} = 0,25$  de la soudure, valeur calculée à partir de l'équation suivante :

$$\bar{\alpha} = \frac{\int_{\alpha=0}^{\alpha=1} \alpha \cdot \sigma(\alpha) d\alpha}{\int_{\alpha=0}^{\alpha=1} \sigma(\alpha) d\alpha} = 0,25 \quad (59)$$

Sachant que la distance entre un certain axe de repère et l'axe neutre d'une surface constituée de plusieurs éléments, est égale au rapport de la somme du produit de la surface de chaque élément par la distance entre son axe neutre et l'axe de repère, sur la somme des surfaces. Ainsi, au centre de gravité la contrainte vaut :

$$\sigma_{(0,25)} = 1,386 \times \sigma_{moyenne} \quad (60)$$

#### 4.5.1 Éléments raccordés par une soudure longitudinale

La distribution des contraintes élastiques le long d'une barre est montrée sur la figure 54. Elle peut être évaluée par un simple calcul tout le long de la soudure. Ainsi, dans une barre connectée à un gousset par un seul cordon de soudure, deux cas se présentent :

- a. lorsque  $L \geq w / \tan \theta$  (figure 56a);  
 b. lorsque  $w / \tan \theta > L$  (figure 56b).

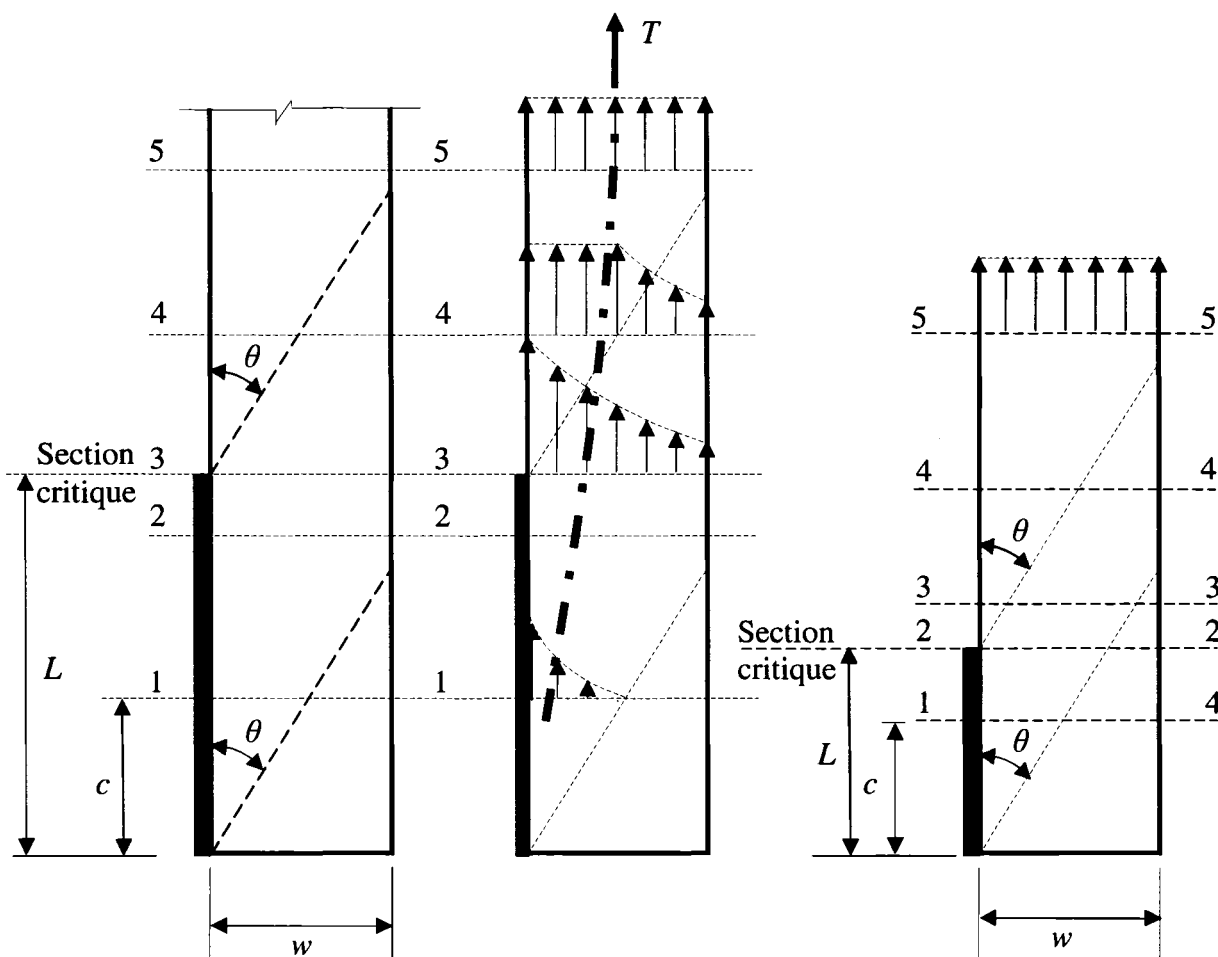


Figure 56 Contraintes sur plusieurs sections

Les contraintes sont transférées progressivement de la barre au gousset à travers la soudure. Le déplacement progressif de l'axe de la force résultante de traction est représentée par la ligne pointillée qui coïncide avec le centre de gravité de la barre à

partir des sections 5-5 où les contraintes deviennent éventuellement uniformes. Voir le paragraphe 4.5.1.3 ci après.

#### 4.5.1.1 Contraintes sur la section 1-1

La distribution des contraintes élastiques vis-à-vis la section 1-1 située à une distance  $c$  du début de la soudure (figure 57a) peut être obtenue en remplaçant  $L$  par  $c$  et  $T$  par  $(c/L)T$  dans l'équation (56), ainsi :

$$\sigma(y) = \int_{y'=y}^{y'=c \tan \theta} \frac{T}{t L \tan \theta} \cdot \frac{dy'}{y'} = \frac{T}{t L \tan \theta} [\ln(c \tan \theta) - \ln y] = \frac{T}{t L \tan \theta} \ln \frac{c \tan \theta}{y} \quad (61)$$

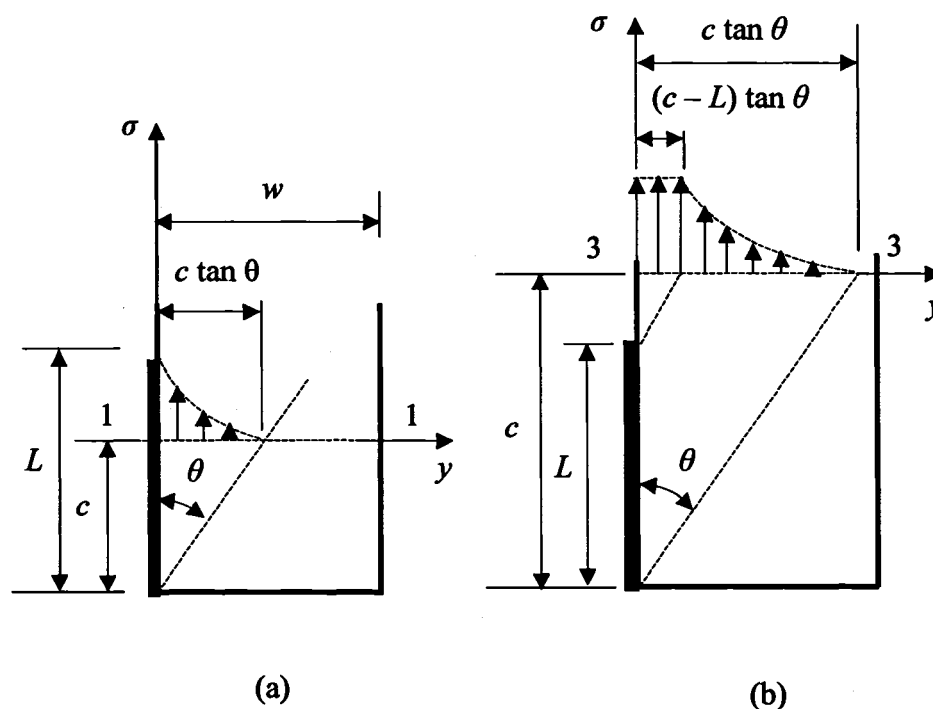


Figure 57 Contraintes élastiques

Aussi, la distribution des contraintes peut être exprimée par l'équation (57). En remplaçant les termes de cette l'équation par leurs valeurs telles que montrées ci-dessous, on obtient :

$$\sigma(\alpha) = \left( \frac{T}{tL \tan \theta} \right) \ln \left( \frac{c \tan \theta}{y} \right) \quad (62)$$

Ainsi :

$$\sigma_{\text{moy}} = \left\{ \frac{\left( \frac{c}{L} \right) T}{t c \tan \theta} \right\} = \left( \frac{T}{t L \tan \theta} \right) \text{ et } \alpha = y / [c \tan \theta]$$

#### 4.5.1.2 Contraintes sur la section 3-3

La distribution des contraintes élastiques montrée sur la figure 57b doit être traitée en deux parties :

a.  $(c - L) \tan \theta \leq y \leq c \tan \theta$

La distribution de contrainte peut être exprimée de la même façon que sur la section 1-1, c'est-à-dire par les équations (61) et (62).

b.  $0 \leq y \leq (c - L) \tan \theta$

La soudure ne contribue pas à la distribution des contraintes et c'est pourquoi celles-ci demeurent constantes et doivent être déterminées par l'équation ci-dessous en remplaçant  $y$  de l'équation (62) par  $(c - L) \tan \theta$ , ainsi :

$$\sigma = \frac{T}{t L \tan \theta} \ln \frac{c}{c-L} \quad (63)$$

#### 4.5.1.3 Contraintes sur la section 5-5

Les contraintes au milieu de la membrure sont considérées comme étant uniformes compte tenu du moment de flexion négligeable à cet endroit. En effet, la rigidité de la membrure est négligeable comparativement à celle de l'assemblage composé par la membrure, le gousset et la soudure à la fois. De plus, l'excentricité  $x_p$  correspond à la longueur des éléments verticaux du cadre s'avère trop petite comparé à la longueur de la membrure  $L_m$  (figure 58).

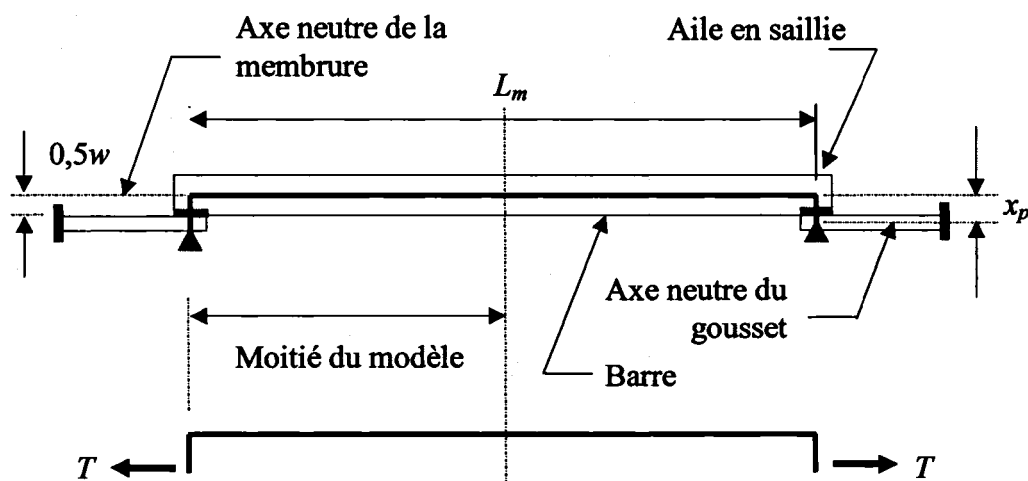


Figure 58 Modèle en forme d'un cadre

#### 4.5.2 Éléments raccordés par deux soudures longitudinales

Les contraintes élastiques à différentes sections le long de la barre peuvent être évaluées par un calcul semblable à celui d'un seul cordon de soudure. Ce cas n'est pas élaboré au cours de ce paragraphe étant donné que ce sont les contraintes plastiques au voisinage des assemblages qui nous intéressent particulièrement.



#### 4.6 Contraintes plastiques et limite ultime dans les assemblages soudés

Après avoir atteint la limite élastique, les contraintes sont redistribuées tel que montré sur la figure 59. Dès que la valeur maximale atteint la limite élastique  $F_y$ , la barre étant ductile et soumise à un chargement statique, les contraintes ne sont plus réparties de la même façon (une partie de la barre est plastifiée provoquant une déformation permanente tandis que le reste de la section continue à travailler dans le domaine élastique).

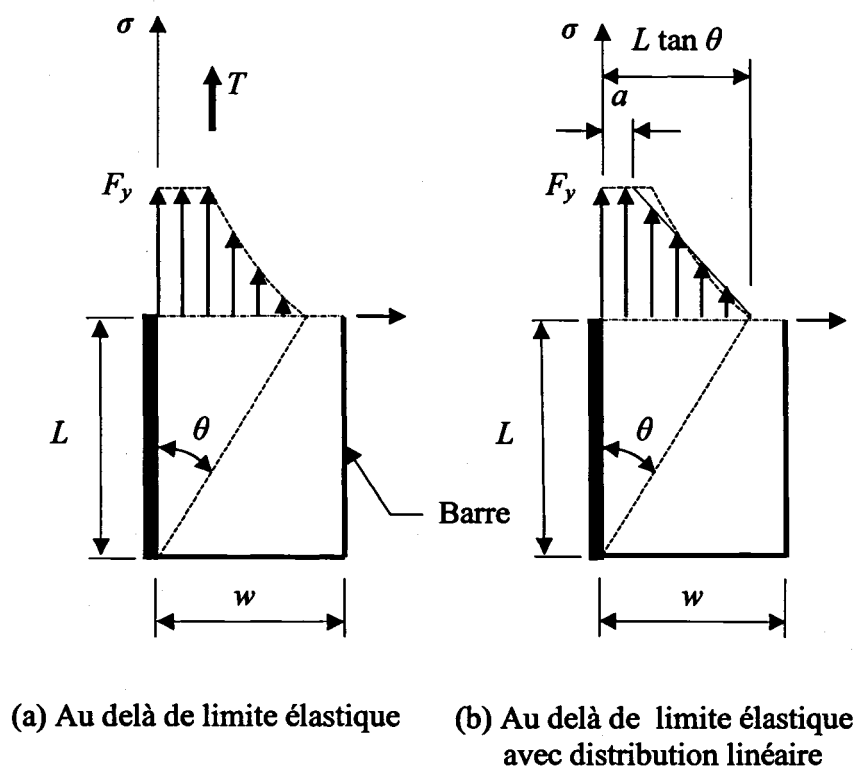


Figure 59 Diagramme linéaire des contraintes

Même si on continue d'augmenter la charge appliquée  $T$ , la contrainte maximale se tient à  $F_y$  car une distribution élasto-plastique des contraintes est suscitée. Cette distribution peut être simplifiée en supposant que la contrainte  $F_y$  couvre une largeur  $a$  et que les

contraintes élastiques varient linéairement sur le reste de la section. La largeur des contraintes plastiques peut être déterminée en considérant l'égalité entre la charge appliquée et les contraintes totales sur la section, ainsi :

$$T = F_y a t + \frac{1}{2} F_y (L \tan \theta - a) t \quad (64)$$

Considérons  $\beta = a / [L \tan \theta]$ , le rapport de la largeur plastifiée par rapport à la largeur sollicitée. Avec  $\sigma_{moy} = T / [t L \tan \theta]$ , l'équation (53) donne  $\beta = \left( \frac{2\sigma_{moy}}{F_y} \right) - 1$ . La valeur de  $\beta$  est égale à 0 pour  $\sigma_{moy} = 0,5F_y$  et égale à 1,0 pour  $\sigma_{moy} = F_y$ . Les centres de gravité des contraintes correspondent à  $\bar{\alpha} = 0,33$  ou à  $\bar{\alpha} = 0,50$  respectivement. Notons qu'à l'ultime, les contraintes sont considérées comme uniformes sur toute la largeur  $L \tan \theta$  de la barre (figure 60).

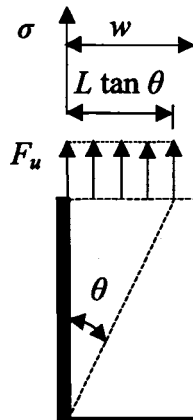


Figure 60 Contraintes ultimes

Ainsi, la résistance de la section est égale à :

$$T_u = F_u L \tan \theta t \quad (65)$$

#### 4.6.1 Éléments raccordés par une soudure longitudinale

Pour modéliser la plastification complète de la barre en tenant compte du décalage en cisaillement, on suppose que les contraintes sont constantes et égales à  $F_y$  (figure 61).

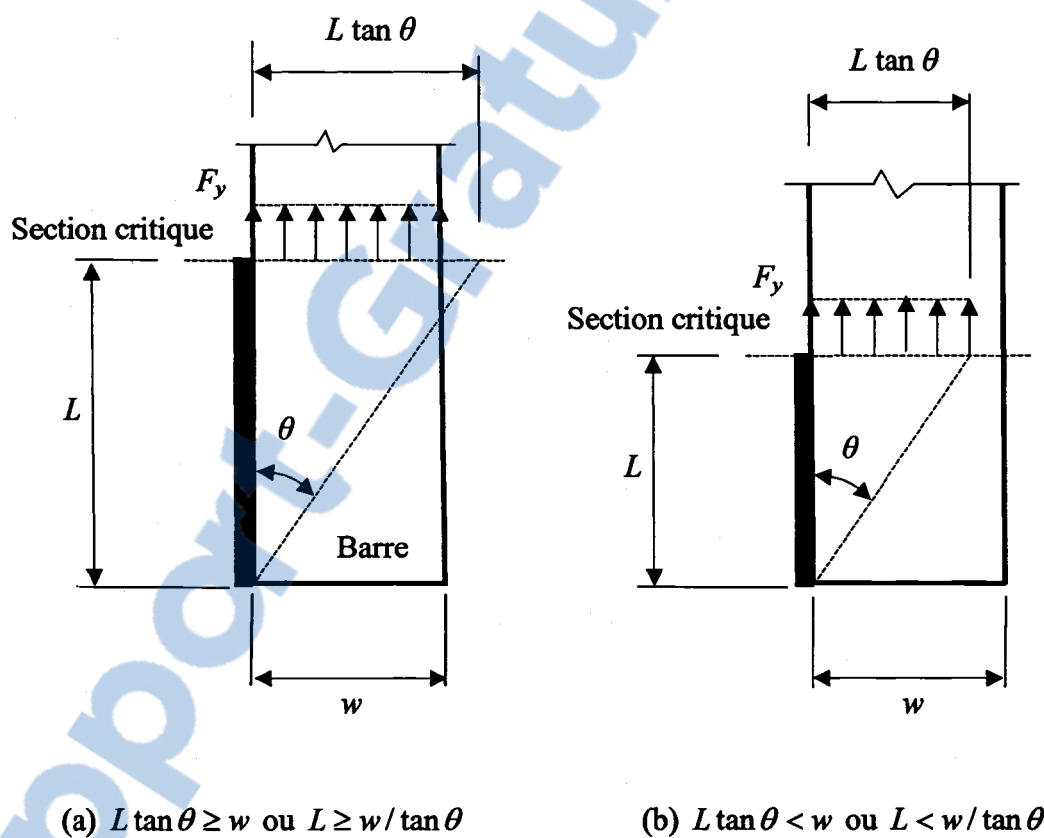


Figure 61 Contraintes plastiques – Une soudure longitudinale

- a. lorsque  $L \geq w / \tan \theta$ , la largeur totale de la section critique est sollicitée par la contrainte  $F_y$  (figure 61a). La section nette effective de la barre  $A_{n3}$  est égale à :

$$A_{n3} = w t \quad (66)$$

- b. lorsque  $w / \tan \theta > L$ , seulement une partie de la largeur, équivalente à  $L \tan \theta$ , est sollicitée par la contrainte  $F_y$  (figure 61b). Ainsi,  $A_{n3}$  est égale à :

$$A_{n3} = L \tan \theta t \quad (67)$$

#### 4.6.2 Éléments raccordés par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles

Considérons une barre tendue assemblée au moyen de deux cordons de soudure longitudinaux tel que montré sur la figure 62. Les soudures ont des longueurs  $L_1$  et  $L_2$  tel que  $L_1 \geq L_2$ . Trois cas se présentent :

- a. si  $L_1 \geq w / \tan \theta$ , toute la largeur  $w$  de la section critique est considérée comme étant plastifiée (figure 62a) et l'aire nette effective de la section  $A_{n2}$  sera :

$$A_{n2} = w t \quad (68)$$

- b. si  $w / \tan \theta > L_1 \geq w / (2 \tan \theta)$ , seulement la largeur  $L_1 \tan \theta$  est considérée comme étant plastifiée. Les contraintes de traction sur la largeur restante ( $w - L_1 \tan \theta$ ) sont considérées comme étant uniformes et égales à  $F_2 = F_y (L_2 / L_1)$ . Au milieu de la section, les contraintes sont superposées mais ne peuvent en aucun cas dépasser  $F_y$  (figure 62b). Pour  $\lambda = \frac{L_2}{L_1}$ , on a :

$$A_{n2} = \lambda w t + (1 - \lambda) \tan \theta L_1 t \quad (69)$$

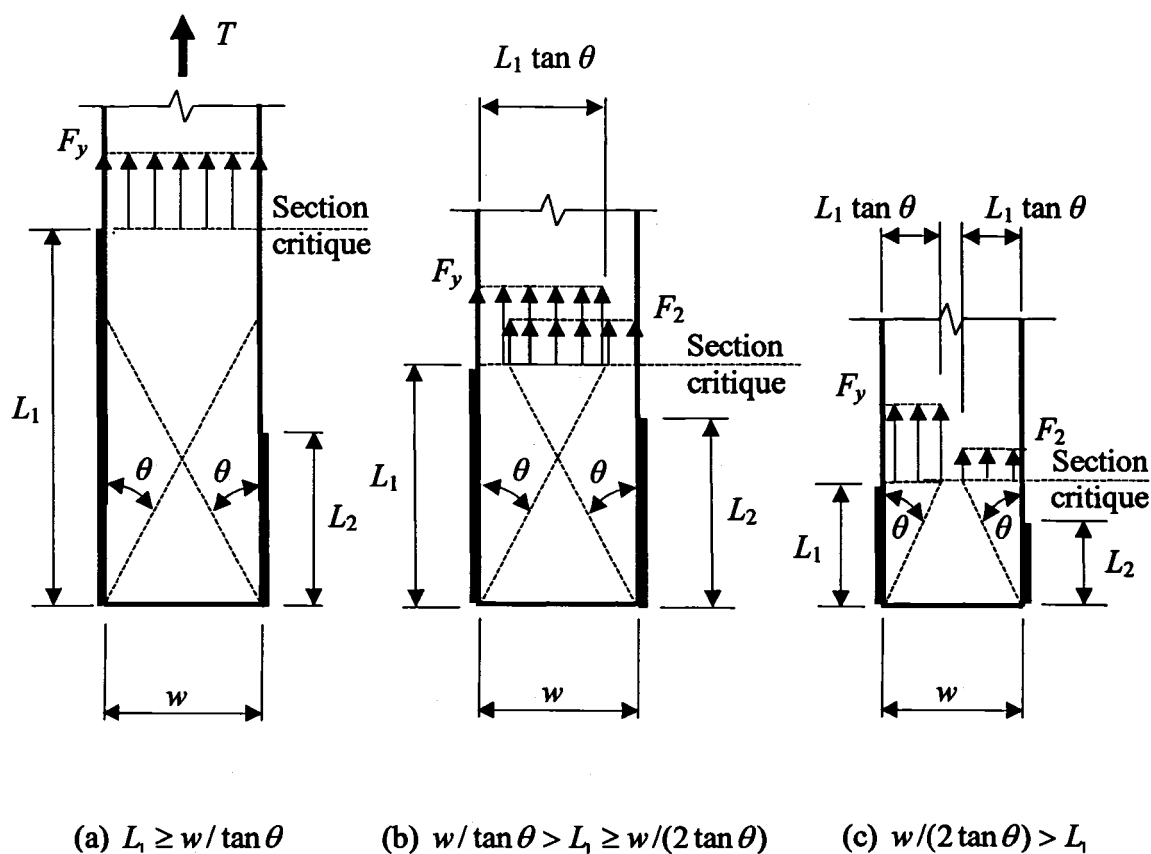


Figure 62 Contraintes plastiques – Deux soudures longitudinales

La distribution des contraintes est basée sur l'hypothèse où les deux soudures sont sollicitées par le même flux de cisaillement (soudure équilibrée). La force supportée par la longue soudure est égale à  $\left(\frac{L_1}{L_1 + L_2}\right)T$  et celle supportée par la petite soudure est égale à  $\left(\frac{L_2}{L_1 + L_2}\right)T$ . L'aire effective de la barre tendue est obtenue en divisant la charge correspondant à la distribution des contraintes vis-à-vis la section critique par la contrainte à la limite élastique  $F_y$ .

- c. si  $w/(2 \tan \theta) > L_1$ , la largeur  $L_1 \tan \theta$  est considérée comme étant sollicitée par la contrainte  $F_y$  et l'autre partie,  $L_2 \tan \theta$  est sollicitée par une contrainte uniforme égale à  $F_2 = F_y (L_2 / L_1)$ . Voir la figure 62c ci-dessus. On a :

$$A_{n2} = (1 + \lambda^2) \tan \theta L_1 t \quad (70)$$

#### 4.7 Comparaison entre les spécifications de la norme CSA S16-01 et les équations de l'approche proposée

Les spécifications de la norme CSA S16-01 sont empiriques tandis que les équations de l'approche rationnelle, en plus d'être basées sur des principes scientifiques, tiennent compte de la longueur de soudure par rapport à la largeur de la membrure de façon plus précise en utilisant l'angle  $\theta$ .

##### 4.7.1 Éléments raccordés par une soudure longitudinale

Les courbes générées par les équations (24) et (25) relatives aux clauses 12.3.3.3(c)(i) et 12.3.3.3(c)(ii) de la norme CSA S16-01 sont montrées sur la figure 61 conjointement avec les courbes constituées par les équations (66) et (67) de l'approche rationnelle.

Les courbes de l'approche rationnelle ont la même tendance excepté qu'elles sont moins sécuritaires. La différence maximum se produit à  $L/w = 1,73$  où la résistance présumée est plus élevée de 43 % par rapport à celle prescrite dans les normes.

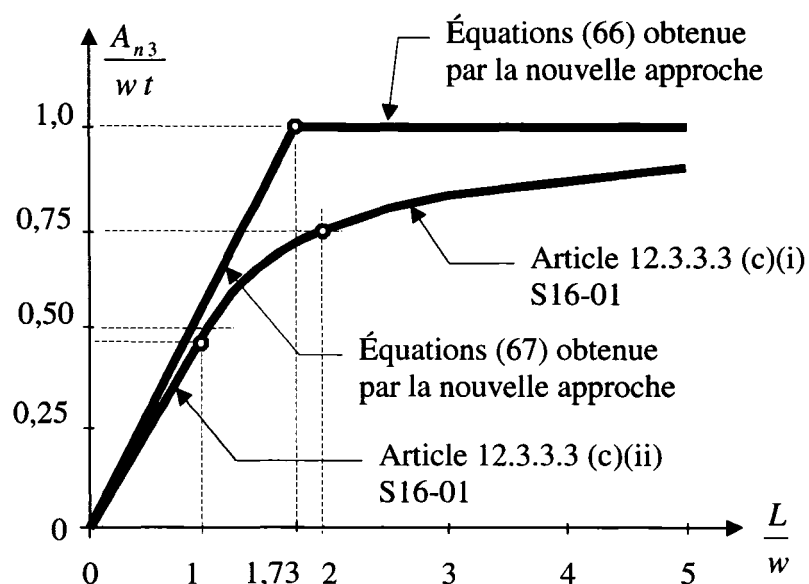


Figure 63 Approche rationnelle et CSA S16-01  
Une soudure longitudinale

#### 4.7.2 Éléments raccordés par deux soudures longitudinales sur deux bords parallèles

Les courbes générées par les équations (21), (22) et (23) relatives aux clauses 12.3.3.3(b)(i), 12.3.3.3(b)(ii) et 12.3.3.3(b)(iii) de la norme CSA S16-01 sont montrées sur la figure 64 conjointement avec les courbes constituées par les équations (68), (69) et (70) obtenues de l'approche rationnelle.

Encore une fois, les courbes de l'approche rationnelle ont la même tendance excepté qu'elles ne sont pas nécessairement moins sécuritaires. Par exemple, pour  $(L_1 + L_2)/2w < 1,6$ , la norme devient moins sécuritaire pour les faibles valeurs de  $\lambda$ .

Pour  $\lambda = 0,75$  et  $\frac{(L_1 + L_2)}{2w} = 1,0$ , l'approche rationnelle s'avère plus sécuritaire que la norme dans l'ordre de 50% environ (0,781 versus 0,54). Rappelons que les équations de

l'approche rationnelle tiennent compte de la longueur inférieure de soudure  $L_2$  par rapport à la longueur supérieure  $L_1$ .

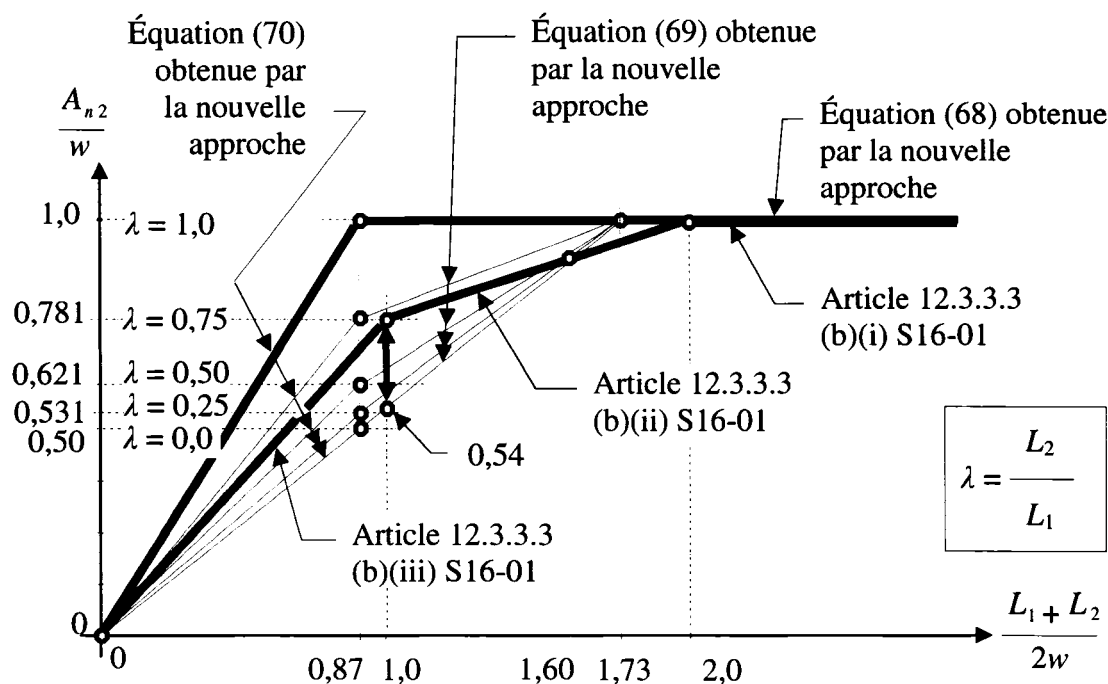


Figure 64 Approche rationnelle et CSA S16-01  
Deux soudures longitudinales

#### 4.8 Comparaison entre les éléments raccordés par une soudure et ceux raccordés par deux soudures

Les courbes illustrées sur les figure 65 et 66 montrent les aires effectives nettes des sections critiques en fonction des certaines dimensions d'assemblage.

##### 4.8.1 Spécifications de la norme CSA S16-01

Les courbes générées par les équations (21), (22) et (23) sont montrées sur la figure 65 conjointement avec les courbes des équations (24) et (25). Ces courbes montrent le



bénéfice de résistance d'une barre tendue avec deux cordons, selon la norme CSA S16-01. Il s'agit de comparer deux cas : une barre raccordée par un cordon de soudure et une autre raccordée par deux cordons.

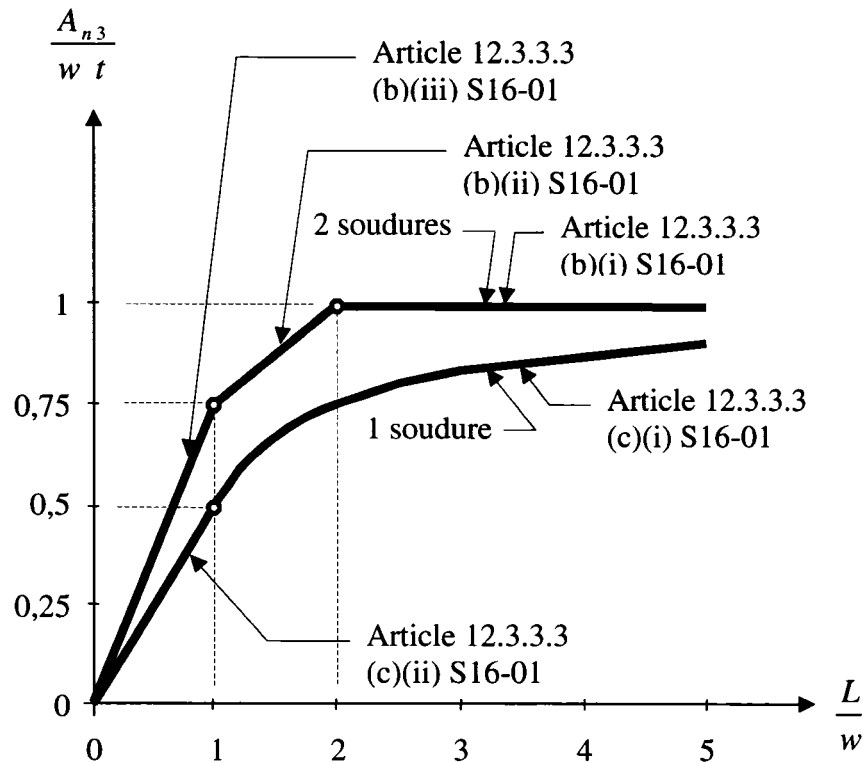


Figure 65 Équations de CSA S16-01  
Deux soudures versus une soudure

#### 4.8.2 Équations de l'approche proposée

Les courbes des équations (66) et (67) pour un cordon de soudure sont montrées sur la figure 66 conjointement avec les courbes des équations (68), (69) et (70) relatives aux deux cordons. Ces courbes montrent le bénéfice de résistance d'une barre tendue avec deux cordons, selon l'approche rationnelle. Il convient de noter que la courbe correspondant à  $\lambda = 0$  (longueur du petit cordon de soudure nulle) coïncide avec la courbe d'un seul cordon de soudure.

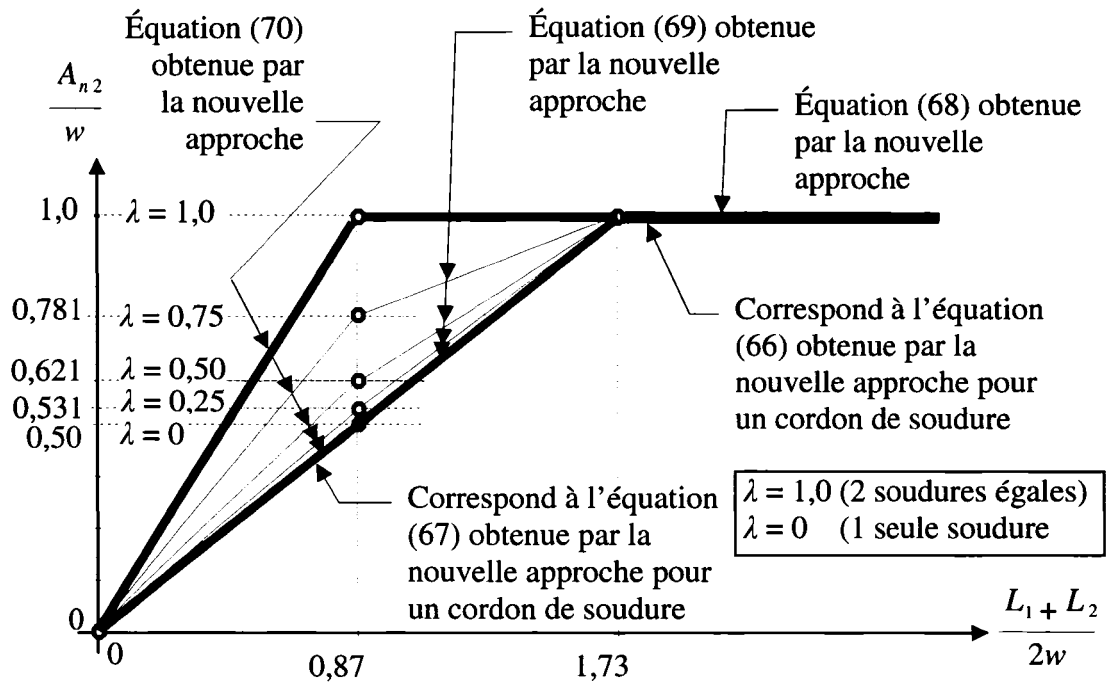


Figure 66 Équations de l'approche rationnelle  
Deux soudures versus une soudure

#### 4.9 Méthode proposée pour les contraintes ultimes de différents profilés

L'approche rationnelle est basée sur l'étude des contraintes dans une barre tendue. Elle peut être adaptée aux autres types de profilés utilisés dans les structures d'acier comme les cornières et les profilés en C et PCC. Bien que des analyses élastiques et plastiques aient été faites pour les barres, on se contentera de cibler pour les autres profilés, seulement la résistance dans le domaine plastique jusqu'à la limite ultime

Dans ce qui suit, les contraintes à l'ultime sur la section critique sont considérées pour déterminer l'aire nette effective des membrures tendues. Plusieurs comparaisons sont présentées entre les séries d'essais et les résultats obtenus par le modèle simplifié et la norme CSA S16-01 pour en déduire les différents facteurs de réduction dus au décalage en cisaillement.

#### 4.9.1 Barres

Les barres raccordées par une soudure longitudinale peuvent être analysées selon les aires nettes fournies par les équations (66) et (67) de l'approche rationnelle. Les assemblages faits par une soudure frontale travaillent en pleine capacité, selon la norme CSA S16-01. Voir l'équation (20).

Selon l'approche rationnelle, pour les barres raccordées par deux soudures longitudinales relativement longues (supérieures à 1,7 fois la largeur de la barre), la réduction de résistance due au décalage en cisaillement est nulle. Ceci confirme les résultats des séries d'essais effectués par Easterling et Gonzalez (1993). Si on considère les ailes en saillie des cornières comme étant des barres raccordées par une seule soudure, les résultats des séries d'essais effectués par Bauer et Benaddi (2002) et Tremblay (2001) confirment également les équations de la méthode rationnelle.

#### 4.9.2 Cornières

Considérons une cornière à aile inégale raccordée par trois soudures de même section : une transversale de longueur  $L_3$  égale à la largeur de l'aile raccordée et deux longitudinales de longueurs différentes  $L_1$  et  $L_2$ .  $L_1$  étant la longueur supérieure telle que montrée sur la figure 67a. Une vue développée de la cornière est montrée sur la figure 67b avec un angle de contraintes  $\theta$  égal à  $30^\circ$ . La largeur de l'aile raccordée est  $w_a$  et celle de l'aile en saillie est  $w_b$ .

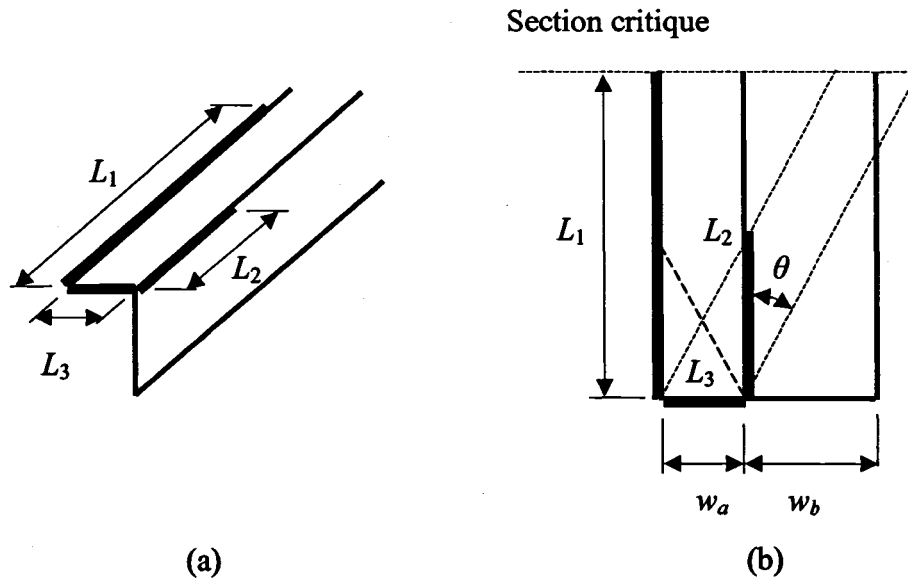


Figure 67 Cornière ouverte

On suppose que les longueurs des soudures  $L_1$ ,  $L_2$  et  $L_3$  contribuent aux contraintes constantes  $F_1$ ,  $F_2$  et  $F_3$  respectivement tel que montré sur la figure 68.

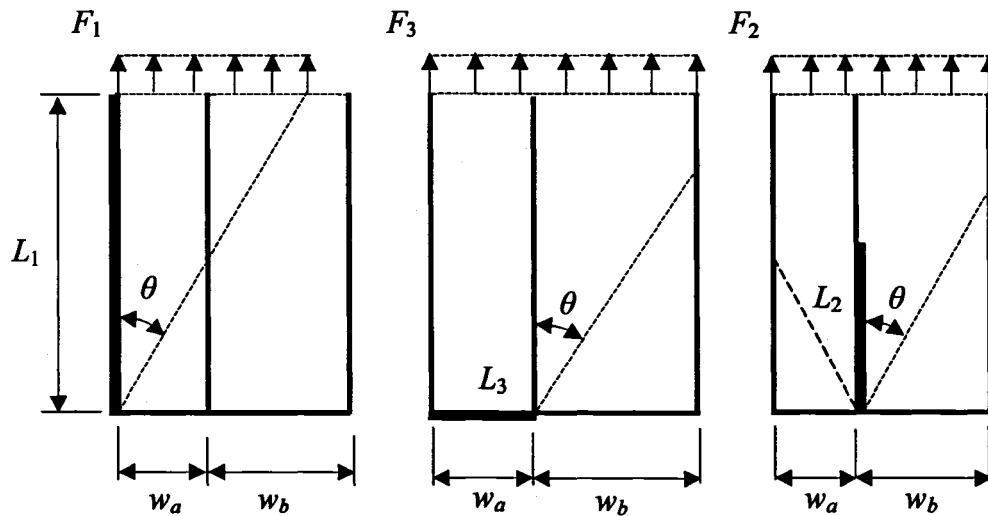


Figure 68 Contraintes représentées séparément

Notons que la section critique est la même pour les trois soudures et se trouve au droit de la soudure la plus longue. L'acier étant ductile, pour une traction plus élevée dans la cornière, les contraintes  $F_1$ ,  $F_2$  et  $F_3$  s'additionnent et atteignent  $F_u$  sur toute la section (figure 69).

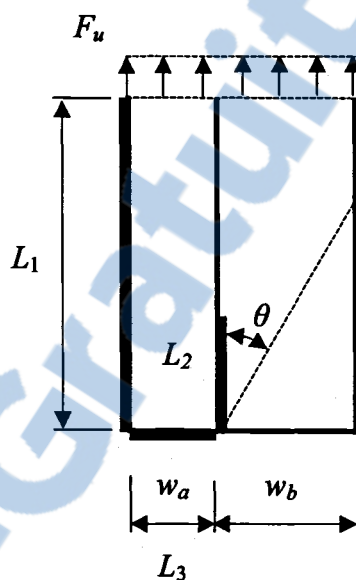


Figure 69 Contraintes ultimes – Limite de l'ensemble des contraintes

Dans le cas où les soudures sont relativement longues ( $L_1 \tan \theta \geq w_b$ ), la réduction de la résistance due au décalage en cisaillement est nulle et l'aire nette effective est égale à l'aire brute. La figure 70 ci-dessous montre deux cas d'assemblage faits avec trois cordons de soudures. Les cordons longitudinaux sont relativement courts (inférieures à 1,7 fois la largeur de la barre). Selon la méthode rationnelle, l'aire nette effective est égale à  $(3L_1 \tan \theta)t$  et  $w_a + (L_1 \tan \theta)t$ , respectivement.

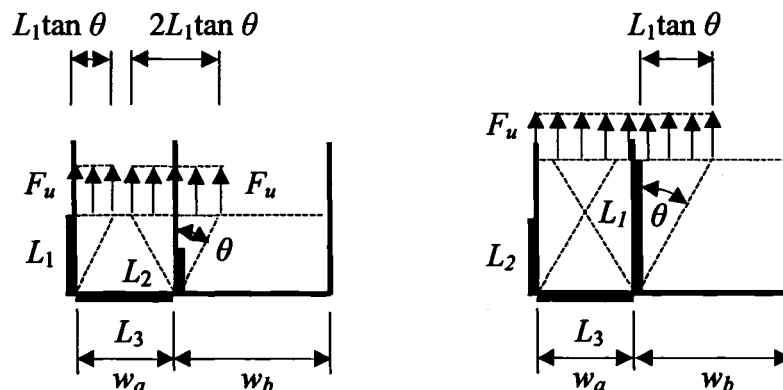


Figure 70 Soudures courtes

#### 4.9.3 Profilés en C et PCC

Les profilés en C et PCC sont montrés sur les figures 71, 72 et 73 avec un arrangement de soudure correspondant aux spécimens testés par Tremblay (2001). La vue de chaque profilé est développée et la distribution des contraintes est effectuée selon un angle de  $30^\circ$ . Les contraintes atteignent la limite ultime  $F_u$  sur toute la section dans tous les cas et par conséquent, l'aire nette effective est égale à l'aire brute  $A_n = A_g$ . Cependant, pour la résistance des cornières raccordées par des soudures relativement courtes, des analyses supplémentaires sont requises avant de valider la méthode.

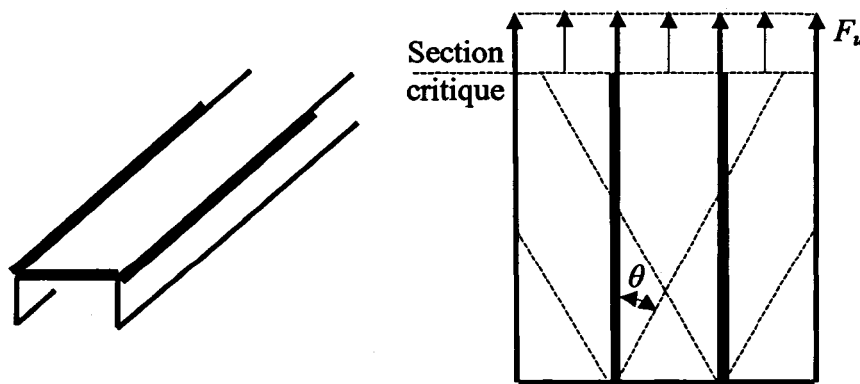


Figure 71 Profilé en C connecté par l'âme

Les sections formées à froid sont retenues par deux goussets afin de recréer les conditions réelles des poutres à treillis en réduisant considérablement les excentricités des membrures. Pour les essais réalisés sur des profilés en C (tableau VII), le rapport moyen de réduction obtenu par les résultats expérimentaux sur la réduction résultant de la méthode rationnelle proposée est égal à 1,04 avec un écart-type de 3,0 %.

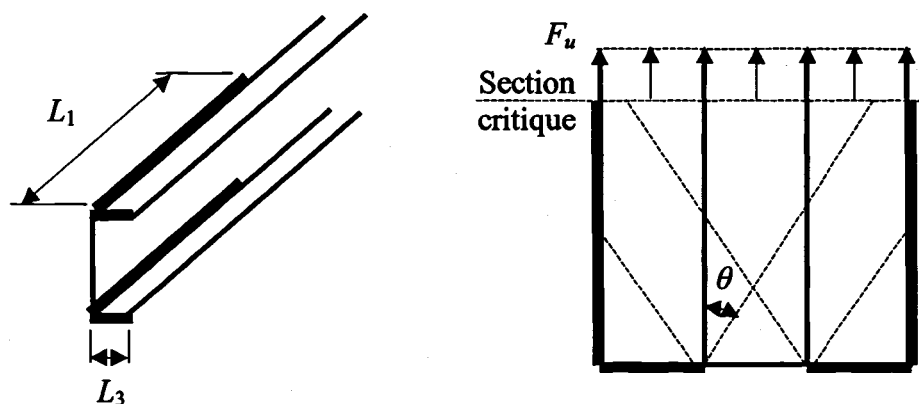


Figure 72 Profilé en C connecté par les semelles

Quant aux essais réalisés sur des profilés PCC (tableau VIII), le rapport est égal à 1,05 avec un écart-type de 1,0 %. Encore une fois, la méthode proposée correspond très bien avec les résultats de laboratoire.

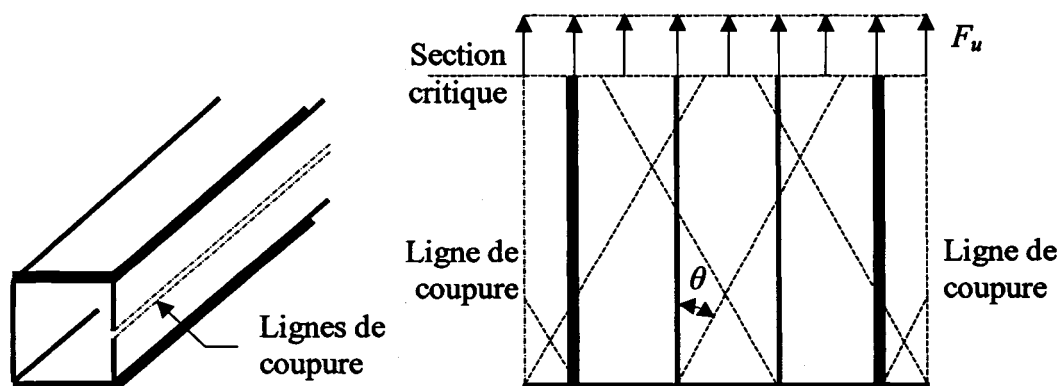


Figure 73 Profilé PCC

#### 4.10 Conclusion

La méthode proposée présente un modèle simplifié de la distribution des contraintes. Le modèle est alors élaboré à l'aide de formules simples facilitant la compréhension du comportement des membrures soudées travaillant en traction. La méthode est basée sur une analyse rationnelle de la distribution des contraintes permettant d'évaluer les comportements élastique et plastique des assemblages soudés. Elle peut être appliquée sur les cornières aussi bien que sur les autres profilés.

Les figures 63 et 64 montrent que la norme CSA S16-01 est quelque peu sécuritaire en regard du bénéfice de résistance associé au développement de la méthode rationnelle.

La norme s'avère moins sécuritaire pour des petites valeurs de  $\lambda$  si la longueur moyenne de la soudure est inférieure à la largeur de la barre tendue. Notons que la moyenne des deux longueurs de soudure ne permet pas de capter cette réflexion.

Les excentricités dues à la présence d'un seul cordon de soudure influencent beaucoup les résultats et tendent à accroître les contraintes qui dépendent à la fois de la largeur de la barre, de la charge appliquée et de la longueur de soudure.



## CHAPITRE 5

### DISCUSSION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

Considérons la figure 74 ci-dessous. Selon la section 4.5.1.1, la soudure longitudinale crée une répartition non uniforme des contraintes due au décalage en cisaillement (figure 74a). De plus, pour le diagramme des corps libres, un moment de flexion  $M$  doit être présent afin d'équilibrer les forces à la réaction. En ajoutant une deuxième soudure de longueur égale à la première (figure 74b), une deuxième répartition non uniforme des contraintes tend à annuler toute excentricité et par conséquent, tout moment dans les soudures dû à l'excentricité.

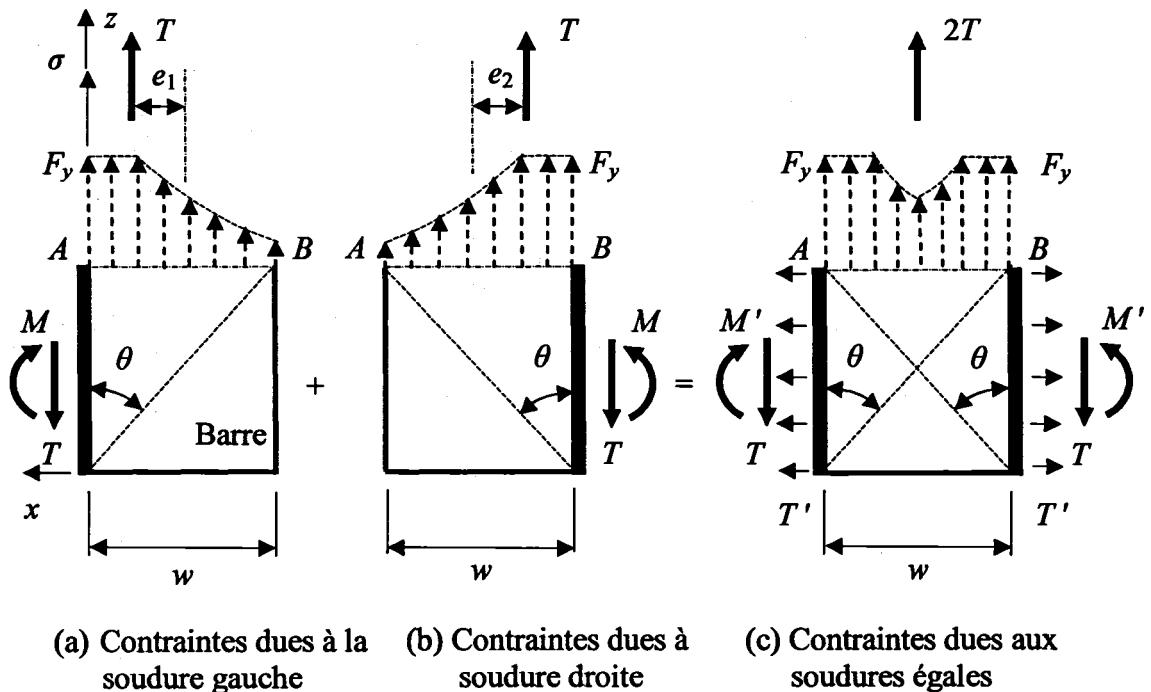


Figure 74 Décalage en fonction des moments

Puisque les points  $A$  et  $B$  sont fixes, un moment d'encastrement  $M'$  et des contraintes de traction selon la direction  $x$  dues à l'effet de Poisson se créent au droit de chaque

soudure (figure 74c). Les points *A* et *B* sont alors sollicités par la force de traction *T* selon la direction *z* et aussi par des contraintes de flexion et de traction selon la direction *x*. Notons que  $\sigma_x = \nu\sigma_z$  où  $\nu$  est le coefficient de Poisson égal à 0,3 pour l'acier.

### 5.1 Points critiques au droit de l'assemblage (deux soudures égales)

La figure 75 ci-dessous montre un modèle à deux soudures égales. Nous porterons notre attention sur les points *A* et *B* de la section critique, où selon le paragraphe précédent, des contraintes de traction et de flexion sont présentes selon la direction *x* en plus des contraintes de traction selon la direction *z*.

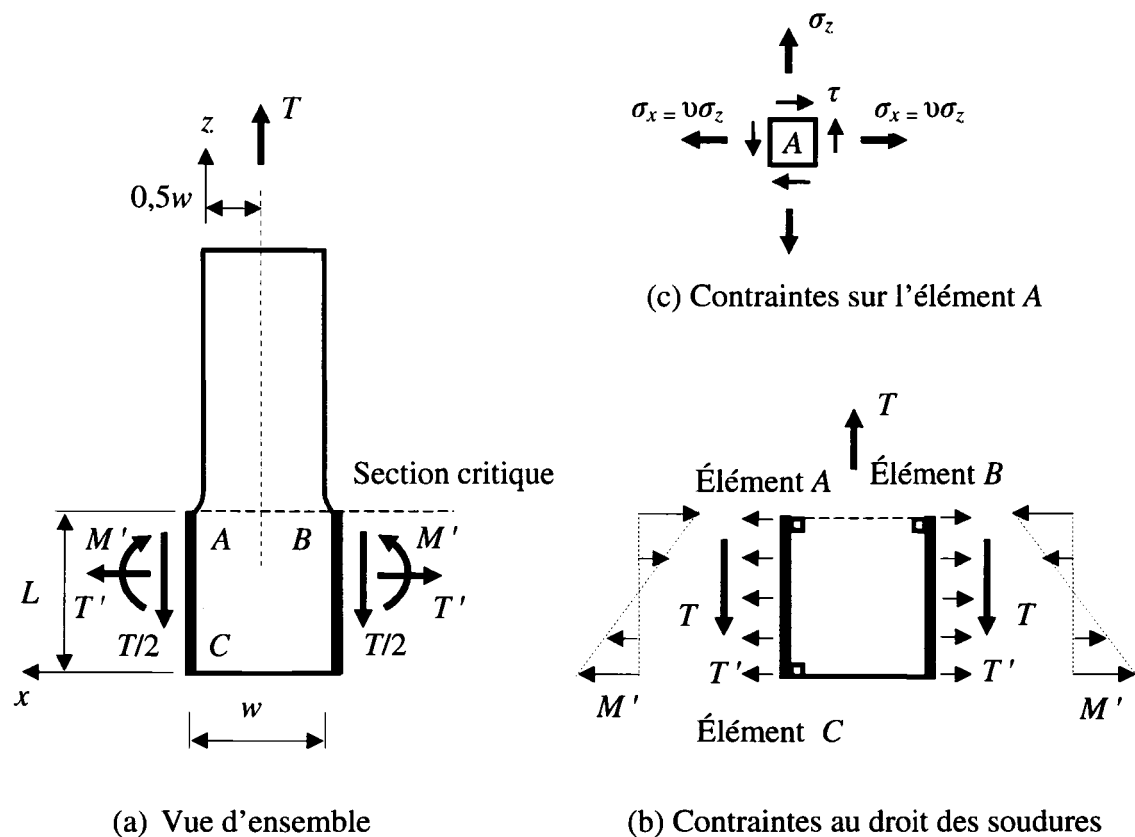


Figure 75 Barre tendue avec deux soudures de même longueur

La figure 76 illustre les contraintes sur la soudure d'un modèle constituée d'une barre tendue, raccordée sur un gousset par deux soudures longitudinales de 87 mm de longueur chacune. Le diagramme des contraintes correspond à la somme des contraintes horizontales de la figure 75b qui, une fois additionnées, augmentent au point C et diminuent au point A (figure 77).

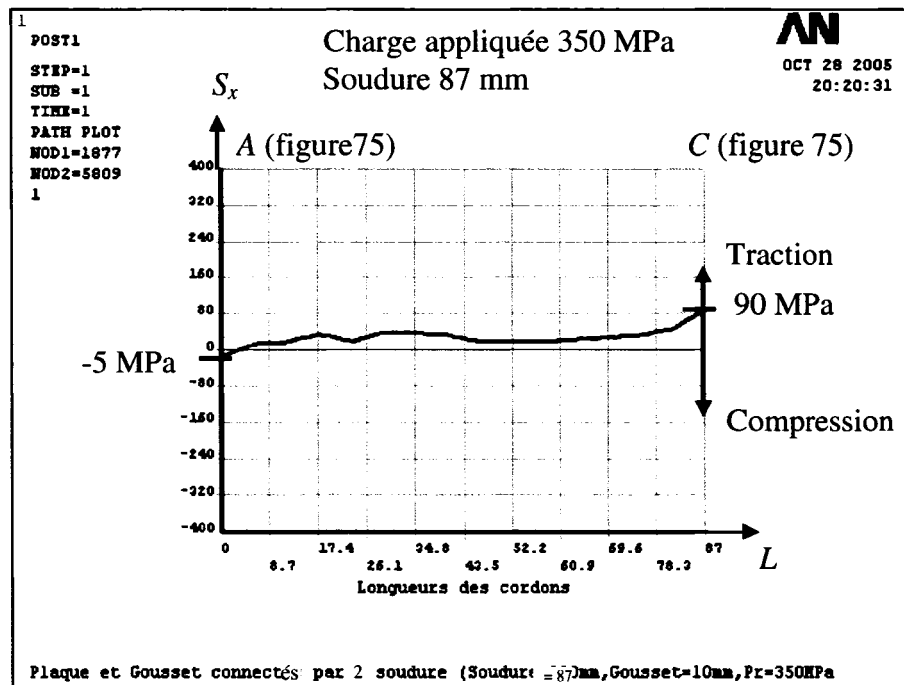


Figure 76 Contraintes dans la soudure

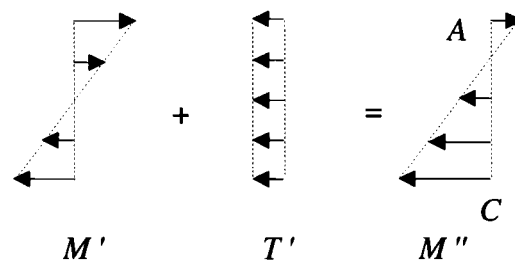
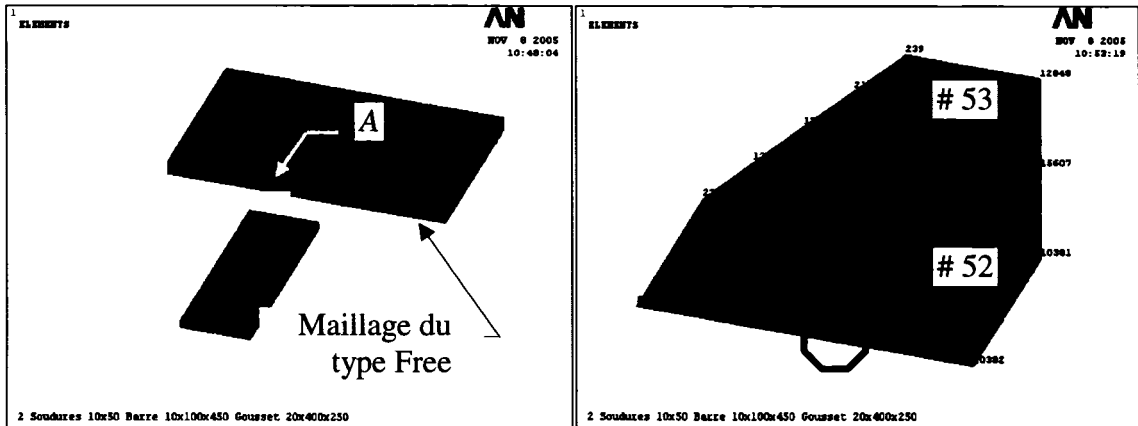


Figure 77 Addition des contraintes horizontales sur la soudure

Considérons le modèle de la figure 78 constituée d'une barre tendue de 100 mm de largeur, raccordée sur un gousset par deux soudures longitudinales égales de 50 mm de longueur chacune. La charge appliquée est de 67 MPa.



(a) Modèle par éléments finis

(b) Vue agrandie de l'élément A

Figure 78 Élément critique sur la section critique

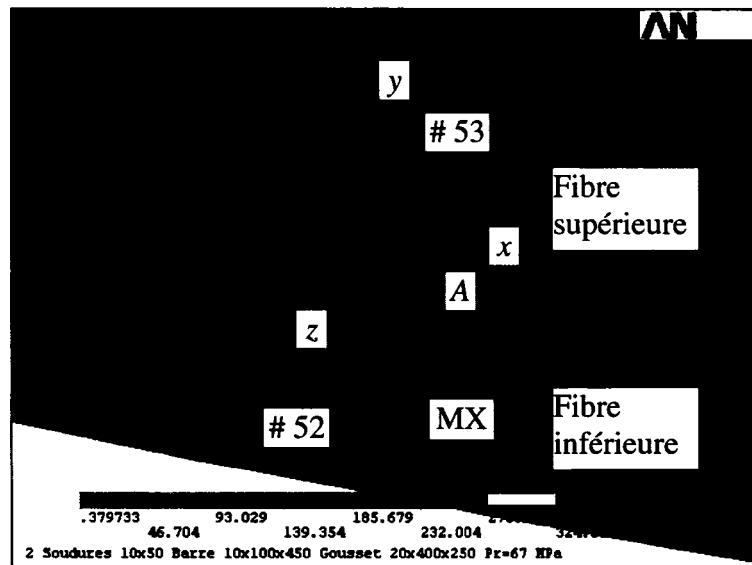


Figure 79 Contrainte équivalente au point A

La contrainte maximale indiquée par MX (figure 79) se trouve sur la fibre inférieure de l'élément *A* et est égale à 417,3 MPa. Cette contrainte correspond au critère de plastification de von Mises exprimé à l'aide d'une contrainte effective  $\sigma_E$  et dite équivalente (SEQV). Elle est définie par les équations (71) et (72) ci-dessous.

Le tableau IV donne les contraintes normales et les contraintes de cisaillement selon les axes *x*, *y*, *z* aux nœuds 52 et 53 ainsi que les contraintes principales et équivalentes. Sur ce tableau, on peut récupérer la même valeur de la contrainte équivalente sur la fibre inférieure (nœud 52), soit 417,3 MPa. La contrainte équivalente sur la fibre supérieure (nœud 53) est de 133 MPa.

Tableau IV

Résultats obtenus par éléments finis

NODE	$S_x$	$S_y$	$S_z$	$S_{xy}$	$S_{yz}$	$S_{xz}$
52	-116,54	-79,847	6,3074	-16,619	112,31	202,93
53	-15,345	-3,8046	122,38	1,7458	-10,902	1,0862
NODE	$S_1$	$S_2$	$S_3$	SINT	SEQV	
52	182,86	-74,306	-298,63	481,49	417,3	
53	123,32	-4,432	-15,659	138,98	133,72	

On constate que la fibre supérieure est légèrement sollicitée en compression selon la direction *y* (3,8 MPa) parce qu'elle est libre dans cette direction tandis que la fibre inférieure est sollicitée par une contrainte de compression très élevée selon la même direction (79,8 MPa). Pour les mêmes raisons, selon la direction *x*, la contrainte de compression sur la fibre supérieure est relativement faible comparativement à celle de la fibre inférieure (15,3 MPa versus 116,5 MPa). Notons que la contrainte de traction selon

la direction  $z$  est plus élevée sur la fibre supérieure que sur la fibre inférieure en raison des contraintes de flexion (122,3 MPa versus 6,3 MPa).

Dans ce qui suit, nous étudierons la répartition des contraintes le long de la section critique et le long de la soudure en utilisant le critère de plastification de von Mises. Notons que la plastification a lieu lorsque  $\sigma_E$  atteint  $F_y$ .

En terme des contraintes, selon les axes  $x, y, z$ , on a :

$$\sigma_E = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} = F_y \quad (71)$$

En terme des contraintes principales, on a :

$$\sigma_E = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = F_y \quad (72)$$

Selon les résultats de l'analyse par éléments finis, les contraintes principales au nœud 52 sont les suivantes :  $\sigma_1 = 182,8$  MPa,  $\sigma_2 = -74,3$  MPa et  $\sigma_3 = -298,6$  MPa. Selon l'équation (72), on peut vérifier que  $\sigma_{E\text{inf}} = 417,3$  MPa.

On constate que la contrainte de compression dans la direction  $y$  au nœud 52 fait augmenter la contrainte effective. La différence entre la contrainte effective à la fibre inférieure et à la fibre supérieure au point  $A$  est égale à :

$$\left( \frac{417,3 - 133,7}{417,3} \right) = 68\%$$

Cette différence explique la plastification rapide d'une barre raccordée par deux soudures relativement courtes. La figure 80 ci-dessous montre les contraintes de von

Mises sur la section critique d'un modèle constitué de deux soudures courtes et égales. On constate que les contraintes dans la région centrale représentent 10% de celles se trouvant près des soudures (35 MPa versus 350 MPa).

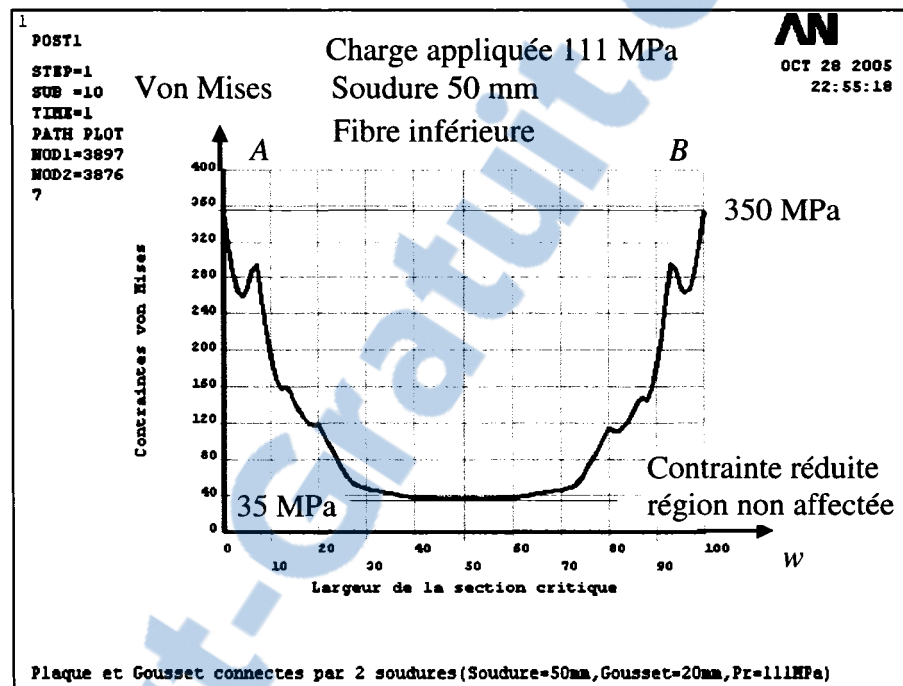


Figure 80 Contraintes effectives à la section critique si  $L/w < 0,87$

La figure 81 correspond à un modèle avec deux soudures relativement longues. La charge appliquée est égale à la limite élastique et le modèle peut développer la limite élastique pratiquement sur toute la section critique. Une contrainte de compression orientée dans la direction de l'axe  $x$  se présente au droit de la soudure aux éléments A et B. Cette contrainte peut être associée à l'effet d'encastrement présenté à la figure 75 ci avant.

Les analyses démontrent que plus la longueur de la soudure est grande moins la différence entre  $\sigma_{E_{inf}}$  et  $\sigma_{E_{sup}}$  est élevée. Dans ce cas, la redistribution des contraintes se fait efficacement et la charge appliquée est susceptible d'augmenter.

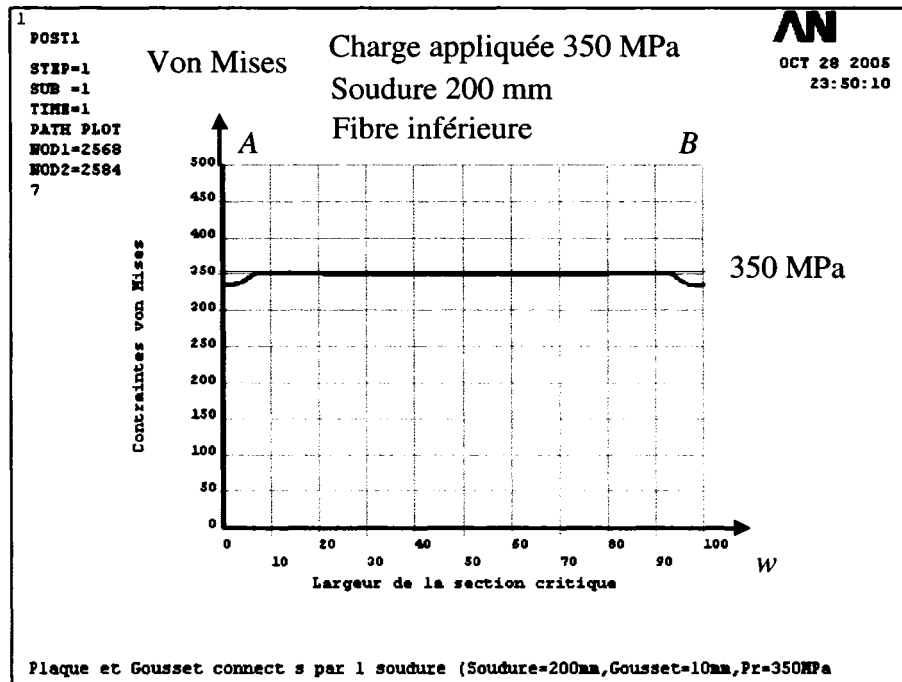


Figure 81 Contraintes sur la section critique  $L/w > 0,87$

## 5.2 Point critique au droit de l'assemblage (une soudure)

La figure 82 montre un modèle constitué d'une barre tendue raccordée sur un gousset par une soudure relativement longue ( $L/w = 200/100 = 2,0 > 1,73$ ). La charge appliquée est inférieure à la limite élastique ( $T/A = 340 \text{ MPa} < F_y = 350 \text{ MPa}$ ). Cette charge occasionne une contrainte égale à la contrainte ultime  $F_u$  sur la section critique au point de contact de la soudure avec le gousset.



La figure 83 montre les contraintes normales moyennes sur la soudure au point 4 de la figure 84. Ces contraintes sont en compression vis-à-vis l'élément A (-240 MPa) et en traction dans la région de l'élément C (305 MPa) occasionnant alors un moment de flexion  $M_y$ .

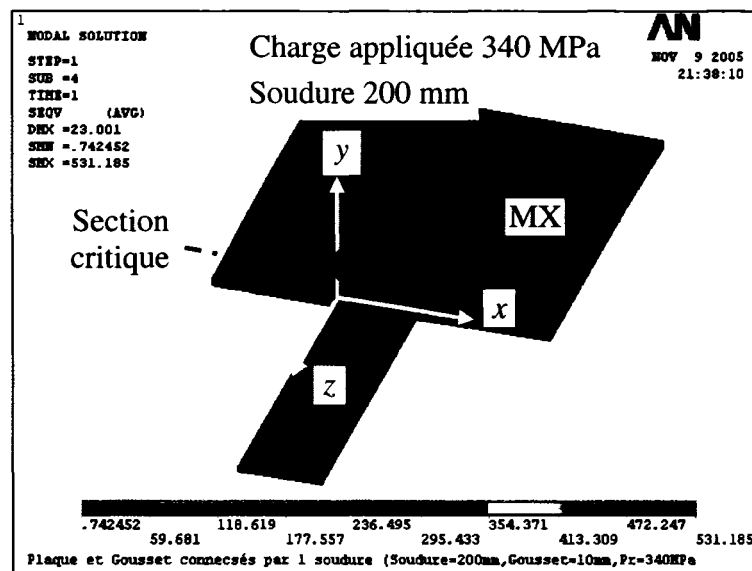


Figure 82 Contrainte de von Mises maximale  
 $L/w > 1,73$

Sur la figure 83, en supposant une répartition triangulaire des contraintes (ligne pointillée) et en tenant compte des dimensions de la soudure, le moment total approximatif sur toute la soudure sera alors :

$$M_y = \left( \frac{1}{2} \times 112 \times 10 \times 240 \right) \left( \frac{2}{3} \times 200 \right) \times 10^{-6} = 17,9 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

En effet, la résultante des contraintes en traction  $R_T$  est égale à celle des contraintes en compression  $R_C$  et c'est pourquoi la réaction totale sur la soudure est un moment de flexion pur sans force supplémentaire.

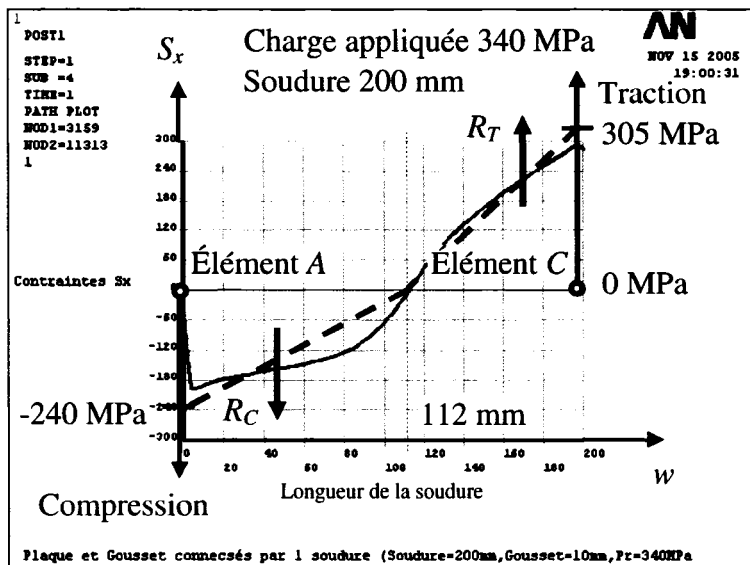


Figure 83 Contrainte  $S_x$   
 $L/w > 1,73$

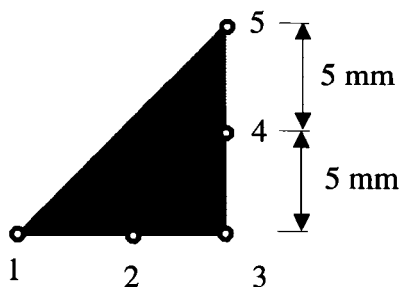


Figure 84 Section d'un cordon de soudure

La figure 85 illustre le diagramme des corps libres d'une barre tendue, raccordée à un gousset par une soudure. Il s'agit d'un cas particulier où  $w = L \tan 30^\circ$ . Sur la soudure, les contraintes sont en compression et en traction créant un moment de flexion. La contrainte maximale de ce moment est déterminée comme suit :

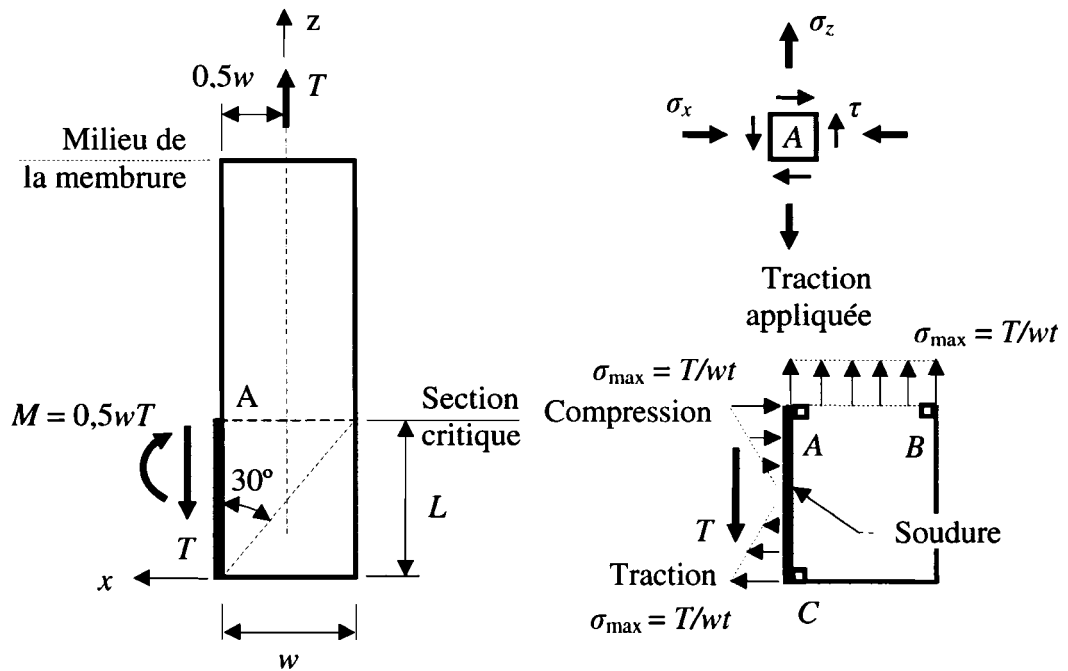
$$M_y = \left( \frac{1}{2} \sigma_{\max} \times \frac{L}{2} \times t \right) \left( \frac{2}{3} L \right) = 0,5wT \quad (73)$$

donc

$$\sigma_{\max} = \frac{3wT}{L^2t} \quad (74)$$

avec  $w = L \tan 30^\circ$ , on a :

$$\sigma_{\max} = \frac{T}{wt} \quad (75)$$



(a) Diagramme des corps libres

(b) Contraintes sur la soudure et sur la section critique

Figure 85 Diagramme des corps libres

$$M_y = 0,5wT = (0,5)(100)(10 \times 100 \times 340)(10^{-6}) = 17,0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Le moment est comparable à celui obtenu ci-dessus (17,9 kN·m). De plus, on constate que les contraintes sont élevées au point A où les contraintes normales selon les directions  $x$  et  $z$  sont maximales où se trouvent aussi des contraintes de cisaillement selon la direction  $z$ .

La figure 86 correspond à un modèle constitué d'une barre tendue raccordée sur un gousset par une soudure relativement courte ( $L/w < 1,73$ ). Sur le point critique de la section critique, la contrainte de von Mises correspondant à la charge appliquée de 67 MPa est égale à la limite élastique  $F_y$ . En effet, la longueur courte de la soudure occasionne un décalage en cisaillement prononcé.

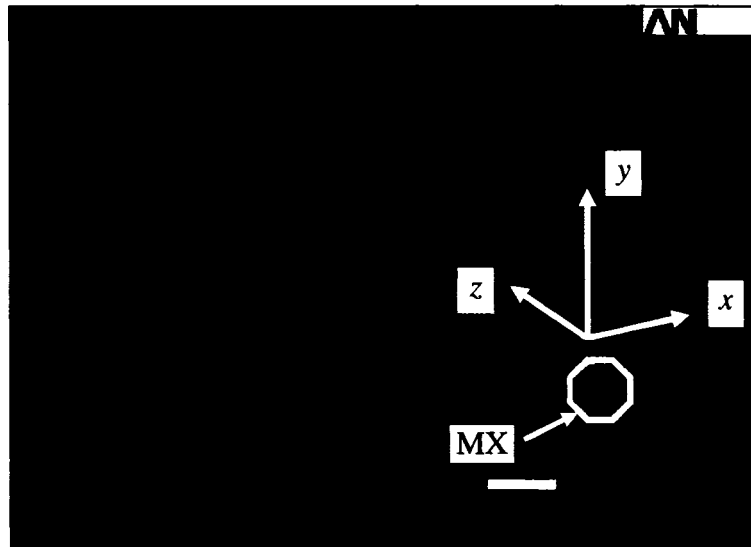


Figure 86      Contrainte maximale de von Mises  
 $L/w < 1,73$

### 5.3 Deux soudures inégales

Le cas correspondant à deux soudures inégales se retrouve entre les deux cas mentionnés auparavant (modèles raccordés par une soudure et modèles raccordés par deux soudures égales). L'étude de ces modèles s'avère alors suffisante pour toutes fins pratiques.

### 5.4 Influence de la longueur de soudure

Les figures 87 et 88 ci-dessous illustrent l'influence de la longueur de soudure sur la contrainte développée au droit de la section critique ainsi que sur la charge maximale appliquée. La barre étudiée a une largeur de 100 mm et une épaisseur de 10 mm.

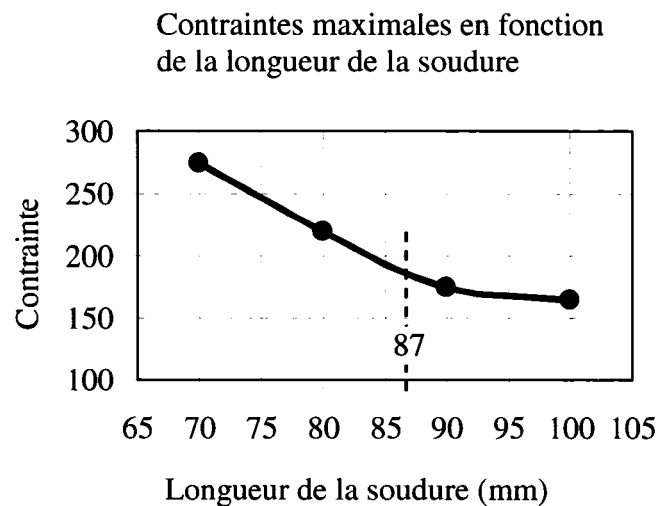


Figure 87      Contrainte maximale en fonction de la longueur de la soudure

La figure 87 montre la contrainte maximale sur la section critique des différents modèles soumis à une charge constante de 100 MPa et conçus avec deux soudures égales. Ainsi, la contrainte varie de moins en moins à partir d'une longueur de soudure relativement

longue  $\frac{L}{w} > \frac{1}{2 \tan 30^\circ} > 0,87$ . À cette valeur, les contraintes couvrent toute la section critique éliminant les régions non affectées (section 5.3).

La figure 88 illustre la charge maximale appliquée sur des modèles conçus avec une seule soudure. La charge occasionne une contrainte équivalente à la limite élastique sur la section critique. Ainsi, la charge varie de moins en moins à partir d'une longueur de soudure relativement longue ( $L/w > 1,73$ ). À cette valeur, les contraintes couvrent toute la section critique éliminant les régions non affectées.

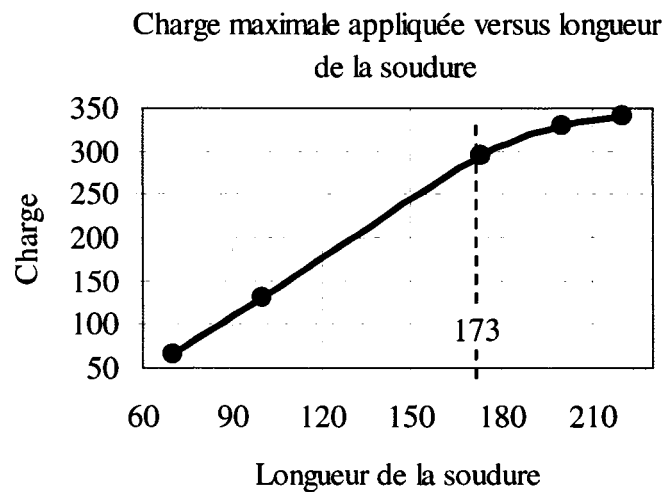


Figure 88 Charge maximale en fonction de la soudure – Une soudure

### 5.5 Régions non affectées

La figure 90 montre les régions non affectées des modèles à soudures relativement courtes (une et deux soudures) qui sont la cause du décalage en cisaillement. Ces régions contribuent de façon réduite à la résistance.

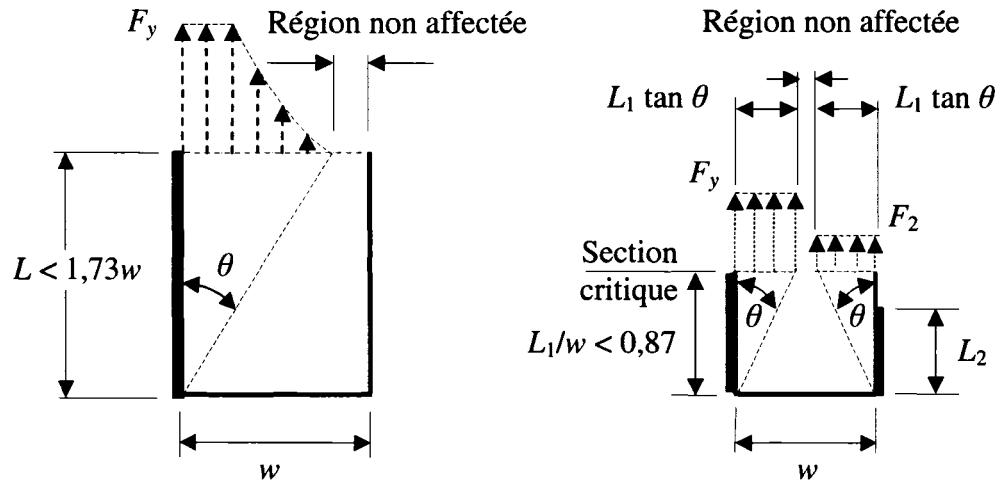


Figure 89 Régions non affectées

La figure 90a montre particulièrement la région non affectée d'un modèle à une soudure relativement courte (Référence figure 56a). La résultante des contraintes se retrouvant près de la soudure, l'excentricité et le moment fléchissant diminuent contrairement au décalage en cisaillement qui augmente ( $e_2 < e_1$  et  $M_2 < M_1$ ).

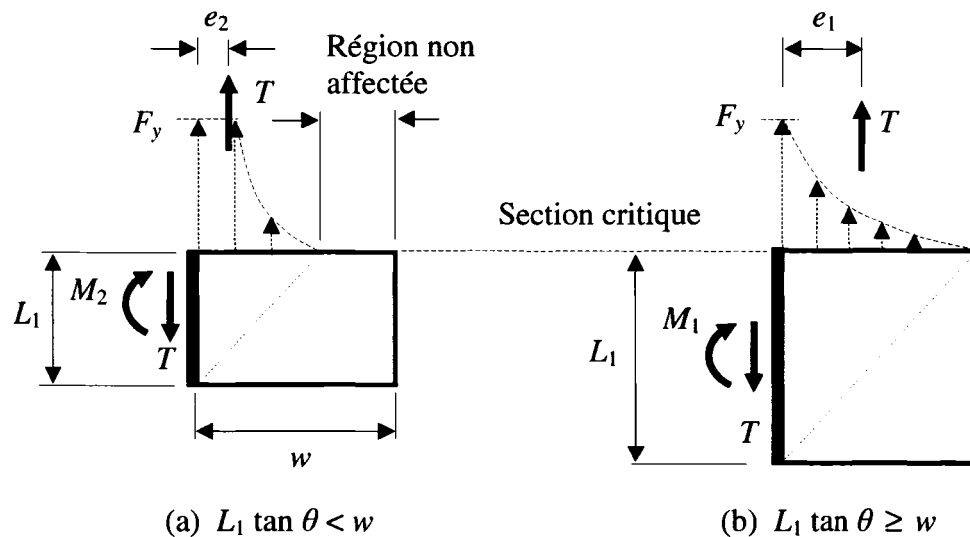


Figure 90 Région non affectée en fonction de la longueur de la soudure

### 5.6 Perte de la résistance en utilisant ANSYS

Dans les analyses par éléments finis, on suppose que la rupture est atteinte dès que la contrainte en un point parvient à la limite ultime  $F_u$ . Cette supposition résulte en un mode de rupture prématurée car les contraintes sur la section se redistribuent et la rupture se produit seulement lorsque les contraintes correspondant à la section réduite ne peuvent plus équilibrer la charge appliquée  $F_y$  fois  $w_t$ . La figure 91c montre la largeur réduite  $w_{red}$  de la section réduite.

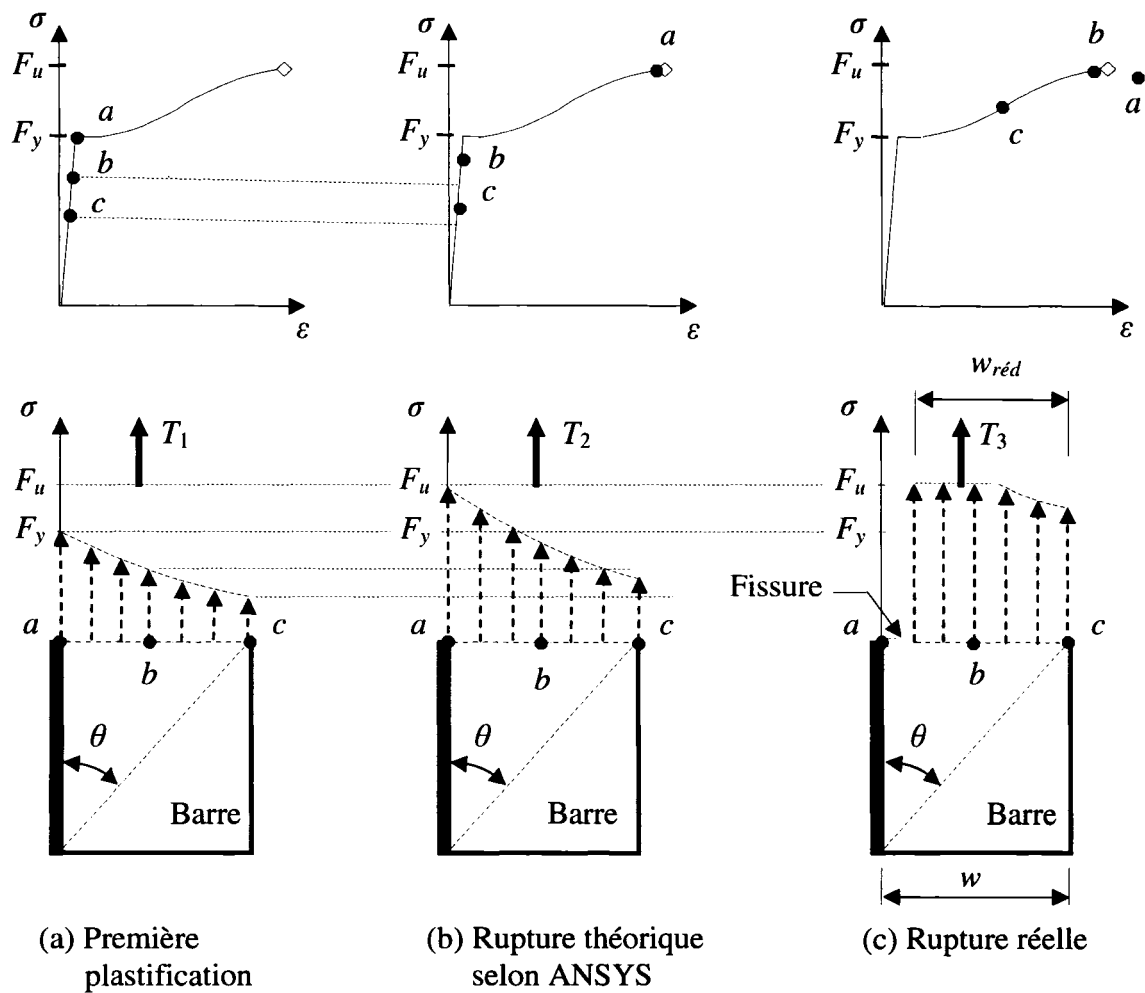


Figure 91 Progression schématique des contraintes



Les tableaux V à IX comprennent les références, les profilés, les dimensions des spécimens et des soudures, la limite élastique  $F_y$ , la contrainte de rupture  $F_u$ , le type de rupture, les rapports de la charge expérimentale ultime sur la résistance théorique de l'assemblage, les facteurs de réduction de décalage en cisaillement selon les références d'origine, la norme CSA S16-01 et la méthode rationnelle. Les quatre types de rupture suivants ont été identifiés lors des essais :

- a. rupture à la section critique;
- b. rupture au milieu de la pièce tendue loin de la soudure;
- c. rupture de la soudure;
- d. capacité limitée de la machine.

Le premier type de rupture seulement nous intéresse, les trois derniers ne sont pas considérés lors de cette étude. La rupture au milieu de la pièce tendue ou la rupture de la soudure doit être étudiée séparément et la capacité insuffisante de la machine ne fait que donner un aperçu général sur le comportement des spécimens. Les résultats sont regroupés par type de spécimen et discutés dans les paragraphes suivants.

Le tableau V montre une comparaison des résultats des essais en laboratoire effectués à l'ÉTS. Les spécimens étaient constitués de deux cornières raccordées à un gousset par deux soudures égales et relativement longues ( $L/w > 0,87$ ). On constate que les résultats obtenus par ANSYS s'avèrent moins élevés, soient 77% de ceux obtenus par la méthode rationnelle. On constate également que les résultats obtenus avec l'approche rationnelle sont plus proches des résultats expérimentaux que ceux provenant des normes excepté qu'ils sont légèrement non sécuritaires.

Les résultats analytiques de ANSYS servent alors à visualiser les diagrammes des contraintes et à localiser les éléments les plus critiques dans les modèles utilisés. Par conséquent, les résultats théoriques de la méthode rationnelle doivent être comparés seulement aux résultats expérimentaux et ceux obtenus avec les normes appropriées.

Tableau V

Cornières – Bauer et Benaddi (2002)

Profilé	$F_y$ (MPa)	$F_u$ (MPa)	Soudure longue	Soudure courte	Soudure frontale	$T_u / (A_g F_u)$ Expérimental	Facteur de réduction	Facteur de réduction	Facteur de réduction
			(mmxmm)	(mmxmm)	(mmxmm)		ANSYS	CSA S16-01	Approche rationnelle
2L 38 × 38 × 4,8	393	531	5x87	5x87	—	0,98	0,79	0,89	1,00
2L 51 × 51 × 4,8	349	492	5x112	5x112	—	0,91	0,77	0,89	1,00
2L 64 × 51 × 4,8	318	461	5x122	5x122	—	1,02	0,77	0,86	1,00
2L 64 × 64 × 4,8	345	499	5x136	5x136	—	0,97	0,77	0,89	1,00
2L 76 × 51 × 4,8	339	487	5x138	5x138	—	0,99	0,77	0,83	1,00
2L 76 × 76 × 4,8	348	527	5x169	5x169	—	0,96	0,75	0,88	1,00
Valeur moyenne						0,971	0,77	0,873	1,00

### 5.7 Comparaisons des résultats

Les tableaux VI à IX ci-dessous montrent certaines comparaisons entre les résultats expérimentaux et analytiques. Les spécimens utilisés en laboratoire par plusieurs chercheurs ont été analysés selon les normes appropriées (AISC 1989, CSA S16.1-94 et S16-01) ainsi que par la méthode rationnelle. Les valeurs du facteur de réduction de la résistance des membrures tendues, relatif au décalage en cisaillement, sont montrées sur ces tableaux. Les paramètres étudiés sont la disposition des soudures et les profilés.

Le tableau VI montre les résultats des essais en laboratoire de Tremblay (2001). Il s'agit des modèles constitués de deux cornières raccordées sur un gousset par deux soudures inégales et une soudure frontale. La soudure longue a un rapport  $L/w > 0,87$  et la soudure courte, un rapport  $L/w < 0,87$ . Enfin, les résultats expérimentaux n'indiquent aucune perte de résistance à la traction comme par ailleurs les résultats obtenus par l'approche rationnelle. Cependant, les prescriptions des normes canadiennes signalent une perte moyenne dans l'ordre de 28%.

Tableau VI  
Cornières – Tremblay (2001)

Profilé	$F_y$ (MPa)	$F_u$ (MPa)	Soudure longue (mmxmm)	Soudure courte (mmxmm)	Soudure frontale (mmxmm)	$T_u / (A_g F_u)$	Facteur de réduction CSA S16.1-94	Facteur de réduction CSA S16-01	Facteur de réduction Approche rationnelle
2L 25 × 25 × 3,0	416	520	3x75	3x25	3x25	1,03	0,76	0,82	1,00
2L 51 × 51 × 3,0	409	520	3x140	3x40	3x51	0,98	0,69	0,70	1,00
2L 38 × 38 × 4,0	436	560	4x110	4x30	4x38	1,03	0,69	0,74	1,00
2L 38 × 38 × 4,0	436	560	4x110	4x30	4x38	1,00	0,69	0,74	1,00
2L 51 × 51 × 4,0	455	567	4x140	4x40	4x51	0,99	0,69	0,71	1,00
2L 51 × 51 × 5,0	494	597	5x140	5x40	5x51	1,03	0,69	0,72	1,00
2L 51 × 51 × 5,0	494	597	5x140	5x40	5x51	1,03	0,69	0,72	1,00
2L 63 × 63 × 5,0	497	603	5x175	5x50	5x64	0,96	0,69	0,71	1,00
2L 63 × 63 × 5,0	497	603	5x175	5x50	5x64	0,96	0,69	0,71	1,00
2L 57 × 57 × 6,0	546	629	6x165	6x50	6x57	1,05	0,73	0,77	1,00
2L 57 × 57 × 6,0	546	629	6x165	6x50	6x57	1,04	0,73	0,77	1,00
Valeur moyenne						1,00	0,706	0,741	1,00

Le tableau VII montre les résultats des essais en laboratoire de Tremblay (2001) sur des modèles constitués d'un profilé en C raccordés à un gousset par deux soudures : une longitudinale relativement longue ( $L/w > 0,87$ ) et une frontale.

Les résultats expérimentaux n'indiquent aucune perte de résistance à la traction comme par ailleurs les résultats obtenus par l'approche rationnelle. Cependant, les prescriptions des normes canadiennes signalent une perte moyenne de l'ordre de 12%. La perte selon la norme CSA S16-01 est seulement de 3%.

Tableau VII

## Profils en C – Tremblay (2001)

Profilé	$F_y$ (MPa)	$F_u$ (MPa)	Soudure longue	Soudure courte	Soudure frontale	$T_u/(A_g F_u)$	Facteur de réduction	Facteur de réduction	Facteur de réduction
			(mmxmm)	(mmxmm)	(mmxmm)		CSA S16.1-94	CSA S16-01	Approche rationnelle
C 25 × 25 × 3,0	416	519	3x55	–	3x25	1,07	0,72	1,00	1,00
C 35 × 35 × 4,0	429	569	4x75	–	4x35	1,01	0,70	0,95	1,00
C 44 × 44 × 5,0	464	563	5x95	–	5x44	0,9	0,70	0,96	1,00
C 44 × 44 × 5,0	464	563	5x95	–	5x44	0,97	0,70	0,96	1,00
C 51 × 51 × 5,0	482	594	5x115	–	5x51	0,86	0,68	0,96	1,00
C 51 × 51 × 5,0	482	594	5x115	–	5x51	1,04	0,68	0,96	1,00
Valeur moyenne						1,04	0,784	0,97	1,00

Le tableau VIII montre les résultats des essais en laboratoire de Tremblay (2001) sur des modèles constitués d'un profilé PCC raccordés à un gousset par deux soudures : une longitudinale relativement longue ( $L/w > 0,87$ ) et une frontale.

Tableau VIII

## Profils PCC – Tremblay (2001)

Profilé	$F_y$ (MPa)	$F_u$ (MPa)	Soudure longue	Soudure courte	Soudure frontale	$T_u/(A_g F_u)$	Facteur de réduction	Facteur de réduction	Facteur de réduction
			(mmxmm)	(mmxmm)	(mmxmm)		CSA S16.1-94	CSA S16-01	Approche rationnelle
HSS 51 x 51 x 4,8	447	475	5x140	–	5x51	1,04	0,73	0,93	1,00
HSS 76 x 76 x 4,8	386	436	5x120	–	5x76	1,06	0,73	0,89	1,00
Valeur moyenne						1,05	0,73	0,91	1,00

Les résultats expérimentaux n'indiquent aucune perte de résistance à la traction comme par ailleurs les résultats obtenus par l'approche rationnelle. Cependant, les prescriptions des normes canadiennes signalent une perte moyenne dans l'ordre de 18%. Notons que la perte selon la norme CSA S16-01 est de 9%.

Le tableau IX montre les résultats des essais en laboratoire de Easterling et Gonzalez (1993). Il s'agit des modèles constitués des barres raccordées sur un gousset soit par deux soudures égales, soit par trois soudures. Les deux soudures égales sont relativement longues ( $L/w > 0,87$ ). Les trois soudures comprennent deux soudures égales et relativement longues ( $L/w > 0,87$ ) et une soudure frontale.

Tableau IX

## Barres – Easterling et Gonzalez (1993)

Profilé	$F_y$ (MPa)	$F_u$ (MPa)	Soudure supérieure (mmxmm)	Soudure inférieure (mmxmm)	Soudure frontale (mmxmm)	$T_u / (A_g F_u)$	Facteur de réduction AISC (1989)	Facteur de réduction CSA S16-01	Facteur de réduction Approche rationnelle
2PL 76 × 6,35	358	503	6x108	6x108	-	0,94	0,75	0,85	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x108	6x108	-	0,98	0,75	0,85	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x108	6x108	-	1,00	0,75	0,85	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x127	6x127	-	0,98	0,87	0,92	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x127	6x127	-	0,98	0,87	0,92	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x127	6x127	-	0,96	0,87	0,92	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x76	6x76	6x76	0,90	1,00	1,00	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x76	6x76	6x76	0,99	1,00	1,00	1,00
2PL 76 × 6,35	358	503	6x76	6x76	6x76	0,97	1,00	1,00	1,00
Valeur moyenne						0,967	0,873	0,923	1,00

Les résultats expérimentaux indiquent une perte moyenne de résistance à la traction aux alentours de 3%. Selon les prescriptions de la norme canadienne CSA S16-01, la perte

est dans l'ordre de 7,7% et selon la norme AISC 1989, la perte moyenne est de 12,7%. Cependant, selon l'approche rationnelle, la perte est nulle.

## 5.8 Conclusion

En se basant sur les résultats analytiques et expérimentaux des tableaux ci-dessus, on constate que les résultats obtenus avec l'approche rationnelle sont plus proches des résultats expérimentaux que ceux provenant des normes excepté qu'ils sont non sécuritaires. On constate également que les équations de la norme CSA S16-01 sont sécuritaires pour les sections à ailes en saillies car elles tiennent compte des excentricités. En réalité, la ductilité des membrures tend à redistribuer les contraintes bénéficiant ainsi d'une résistance supérieure des pièces tendues.

La méthode proposée concorde avec les résultats des séries d'essais. Le rapport moyen de réduction obtenu par les résultats expérimentaux ou par la méthode proposée est dans l'ordre de 0,99 et 0,97 respectivement, avec un écart-type de 0,0 % et 3,0 %

Selon la méthode proposée, la réduction de résistance due au décalage en cisaillement dans les cornières raccordées par deux soudures longitudinales non équilibrées et relativement longues, n'est pas considérable. Ceci confirme les résultats des essais effectués par Bauer et Benaddi (2002) et Tremblay (2001) tel que montré sur les tableaux précédents. Le rapport moyen de réduction obtenu par les résultats expérimentaux sur la réduction résultant de la méthode rationnelle proposée est dans l'ordre de 1,01 avec un écart-type de 3,0 %.

Concernant les essais effectués par Bauer et Benaddi (2002) sur des cornières doubles raccordées par deux soudures longitudinales relativement longues, le rapport moyen de réduction obtenu par les résultats expérimentaux sur la réduction résultant de la méthode rationnelle proposée est dans l'ordre de 0,97 avec un écart-type de 4,0 %. On retrouve

que les résultats obtenus par les essais de Tremblay (2001) sont également comparables à ceux obtenus par la méthode proposée. Notons que dans ces essais, le balancement n'est pas établi par les longueurs mais plutôt par de grosseurs différentes de soudure.

## CONCLUSION

Le décalage en cisaillement est un facteur parmi d'autres (excentricités) qui est à l'origine de la rupture prématurée des pièces tendues au voisinage des assemblages.

Dans l'analyse du décalage en cisaillement, on s'intéresse aux grandes déformations plutôt qu'aux grands déplacements. Ainsi, le modèle étant soumis à une force de traction, les déplacements sont-ils minimes (pas de flambement), contrairement aux déformations prononcées qui se produisent dans la région où le matériau se plastifie, c'est-à-dire au voisinage de l'assemblage.

Les excentricités locales dues à la flexion de la barre tendue, sous l'effet d'une charge de traction, ne sont pas critiques. Cependant, pour les autres profilés tels que les cornières, les excentricités sont plus considérables et peuvent causer des contraintes plus élevées.

L'étude de la distribution des contraintes est d'un intérêt pratique certain pour le dimensionnement des membrures dans les charpentes en acier. La non uniformité des contraintes et le décalage en cisaillement sont à l'origine de la rupture prématurée des pièces tendues au voisinage des assemblages.

En considérant le critère de défaillance de von Mises, les analyses par éléments finis demeurent sécuritaires compte tenu du gain de résistance dû aux effets biaxiaux.

Dans les analyses par éléments finis et particulièrement pour le modèle adopté, on s'intéresse aux grandes déformations plutôt qu'aux grands déplacements. Le modèle étant soumis à une force de traction, les déplacements sont minimes (pas de flambement), contrairement aux déformations prononcées qui se produisent dans la région où le matériau se plastifie, c'est-à-dire au voisinage de l'assemblage.



Les modèles physiques utilisés lors des analyses par éléments finis, se rapprochent fidèlement de la réalité. Les résultats analytiques sont alors comparés aux résultats expérimentaux et théoriques (selon la méthode rationnelle et les normes actuelles).

Les équations de la norme CSA S16-01 sont conservatrices pour les sections à ailes en saillies car elles tiennent compte des excentricités. En réalité, la ductilité des membrures tend à redistribuer les contraintes bénéficiant ainsi d'une résistance supérieure des pièces tendues.

Cependant, pour certaines valeurs des paramètres, la même norme est moins sécuritaire que l'approche rationnelle. Notons que la moyenne des deux soudures ne permet pas de capter cette réflexion.

Ainsi, la nouvelle méthode :

- est simplifiée et reflète mieux la réalité ;
- est souvent moins conservatrice ;
- peut être appliquée sur d'autres profilés que les barres ;
- permet d'évaluer les comportements élastique et plastique des assemblages soudés en utilisant une distribution précise des contraintes ;
- est basée sur une approche rationnelle tenant compte des combinaisons de contraintes ;
- est appuyée par un modèle mathématique ;
- est confirmée par des résultats analytiques (éléments finis) ainsi que par des résultats expérimentaux (essais en laboratoire).

## RECOMMANDATIONS

Bien que plusieurs études sur le sujet aient été réalisées jusqu'à ce jour, le comportement réel de l'assemblage soudé n'est pas encore déterminé avec précision. Des essais ultérieurs par d'autres chercheurs sur des poutres à treillis s'avèreront alors nécessaires.

Les essais seront réalisés sur des panneaux en pleine grandeur en tenant compte de plusieurs paramètres simultanément (type de profilés, type d'assemblages, dispositions des soudures et des membrures, etc.). En effectuant des essais sur de tels panneaux, le comportement réel des assemblages sera mieux compris. Les membrures d'âme de ces panneaux peuvent aussi avoir des sections différentes telles que des cornières, des profilés en *C* et PCC.

Basées sur les analyses par l'approche rationnelle, des améliorations aux règles de calcul qui figurent dans la norme canadienne actuelle pourront être proposées et incorporées aux recommandations contenues dans la norme CSA S16.

Les règles de calcul pourront alors être modifiées davantage, rendant le dimensionnement des membrures plus précis et par conséquent les structures plus économiques et parfois plus sécuritaires.

Dans les équations de l'approche rationnelle, l'angle de distribution  $\theta$  pourra être ajusté ou un facteur de correction pourra être incorporé selon les résultats expérimentaux.

Rapport-Gratuit.com

**ANNEXES**

## **ANNEXE 1**

### **Exemples de calcul**

Dans la présente annexe, deux exemples de calcul sont présentés afin de clarifier les résultats de l'étude et de permettre une meilleure compréhension du procédé. Le premier exemple est consacré à la comparaison entre les normes CSA S16.1-94, CSA S16.1-01 et LRDF. Le deuxième exemple porte sur la comparaison entre la norme CSA S16-01, Ansys et la méthode rationnelle. Notons que ces exemples traitent de l'influence des longueurs des cordons de soudure sur trois modèles différents.

**1) Exemple de calcul 1 : Comparaison entre les normes CSA S16-01, CSA S16.1-94 et LRFD**

Considérons la cornière montrée sur la figure 1a ci-dessous. On suppose que  $L = 100$  mm,  $w = 76$  mm,  $t = 9,5$  mm,  $A_g = 1360$  mm,  $F_y = 300$  MPa et  $F_u = 450$  mm.

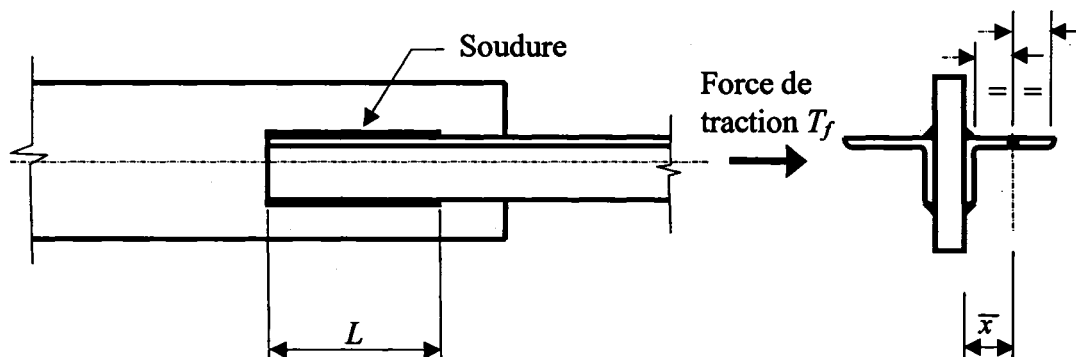


Figure 1a Propriétés géométriques

**Selon la norme CSA S16-01**

$T_r$  est la plus petite des valeurs ci-dessous :

$$T_r = \phi A_g F_y \quad (17)$$

$$T_r = 0,85\phi A_{ne} F_u \quad (18)$$

1) L'équation 17 donne :  $T_r = 0,9 \times 1360 \times 300 = 367 \text{ kN}$

\* Note : le numéro des équations correspond à celui qu'on retrouve dans la partie principale du présent document.

2) L'équation 18 donne :  $T_r = 0,85 \times 0,9 \times 450 \times A_{ne} = 344 A_{ne} \text{ N/mm}^2$

où

$$A_{ne} = A_{n1} + A_{n2} + A_{n3} \quad (19)$$

a.  $A_{n1} = 0$  (aucune soudure latérale)

b. Pour  $A_{n2}$  (aile raccordée par deux cordons de soudure), on a :

$$(i) \quad \text{si } L \geq 2w \quad A_{n2} = wt \quad (21)$$

$$(ii) \quad \text{si } 2w > L \geq 1,0w \quad A_{n2} = 0,5wt + 0,25Lt \quad (22)$$

$$(iii) \quad \text{si } w > L \quad A_{n2} = 0,75Lt \quad (23)$$

Étant donné que  $2w = 152 > L = 100 > 1,0w = 76$

L'équation 22 donne :

$$A_{n2} = 0,5wt + 0,25Lt = 0,5 \times 76 \times 9,5 + 0,25 \times 100 \times 9,5 = 598 \text{ mm}^2$$

c. Pour  $A_{n3}$  (aile en saillie raccordée par un cordon de soudure), on a :

$$(i) \quad \text{si } L \geq w \quad A_{n3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt \quad (24)$$

$$(ii) \quad \text{si } w > L \quad A_{n3} = 0,50Lt \quad (25)$$

On a  $L = 100 > w = 76$

L'équation 24 donne :

$$A_{n3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt = \left(1 - \frac{\left(\frac{76-9,5}{2}\right) + 9,5}{100}\right) (76 \times 9,5) = 413 \text{ mm}^2$$

$$A_{ne} = 0 + 598 + 413 = 1011 \text{ mm}^2$$

L'équation 18 donne :  $T_r = 344 \times 1011 \times 10^{-3} = 348 \text{ kN}$

Avec l'équation 17 qui donne :  $T_r = 367 \text{ kN}$

On constate que l'équation 18 est la plus critique d'où  $T_r = 348 \text{ kN}$

**Selon la norme CSA S16.1-94**

$T_r$  est la plus petite des valeurs ci-dessous :

$$T_r = \phi A_g F_y \quad (9)$$

$$T_r = 0,85\phi A'_{ne} F_u \quad (10)$$

1) L'équation 9 donne :  $T_r = 0,9 \times 1360 \times 300 = 367 \text{ kN}$

2) L'équation 10 donne :  $T_r = 0,85 \times 0,9 \times 450 \times A'_{ne} = 344 A'_{ne} \text{ N/mm}^2$

où

$$A'_{ne} = A_{ne1} + A_{ne2} + A_{ne3} \quad (11)$$

a.  $A_{ne1} = 0$  (aucune soudure latérale)

b. Pour  $A_{ne2}$  (aile raccordée par deux cordons de soudure), on a :

$$(i) \quad \text{si } L > 2w \quad A_{ne2} = wt \quad (13)$$

$$(ii) \quad \text{si } 2w > L \geq 1,5w \quad A_{ne2} = 0,87wt \quad (14)$$

$$(iii) \quad \text{si } 1,5w > L \geq w \quad A_{ne2} = 0,75wt \quad (15)$$

On a  $1,5w = 114 > L = 100 > 1,0w = 76$

L'équation 15 donne :

$$A_{ne2} = 0,75wt = 0,75 \times 76 \times 9,5 = 541 \text{ mm}^2$$

c. Pour  $A_{ne3}$  (aile en saillie raccordée par un cordon de soudure), on a :

$$A_{ne3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt \quad (16)$$



$$A_{ne3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt = \left(1 - \frac{\left(\frac{76-9,5}{2}\right) + 9,5}{100}\right) (76 \times 9,5) = 413 \text{ mm}^2$$

$$A_{ne} = 0 + 541 + 413 = 954 \text{ mm}^2$$

L'équation 10 donne :  $T_r = 344 \times 954 \times 10^{-3} = 328 \text{ kN}$

Avec l'équation 9 qui donne :  $T_r = 367 \text{ kN}$

On constate que l'équation 10 est la plus critique d'où  $T_r = 328 \text{ kN}$

### Selon la norme LRFD

$T_r$  est la plus petite des valeurs ci-dessous :

$$P_n = 0,9 A_g F_y \quad (26)$$

$$P_n = 0,75 A_e F_u \quad (27)$$

1) L'équation 26 donne :  $P_n = 0,9 \times 1360 \times 300 = 367 \text{ kN}$

2) L'équation 27 donne :  $P_n = 0,75 \times 450 \times A_e = 337 A_e \text{ N/mm}^2$

où

$$A_e = UA \quad (28)$$

où

$$U = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) \leq 0,9 \quad (29)$$

Le terme  $\bar{x}$  est montré sur la figure 1b ci-dessous.

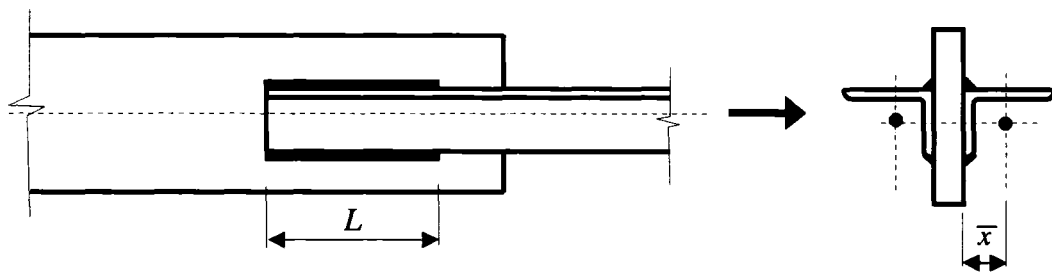


Figure 1b Propriétés géométriques

L'équation 29 donne :

$$U = \left(1 - \frac{\left(\frac{76}{2}\right)}{100}\right) = 0,62 < 0,9$$

L'équation 28 donne :

$$A_e = 1360 \times 0,62 = 843 \text{ mm}^2$$

L'équation 27 donne :

$$P_n = 0,75 \times 450 \times 843 = 284 \text{ kN}$$

Avec l'équation 26 qui donne :  $P_n = 367 \text{ kN}$

On constate que l'équation 27 est la plus critique d'où  $T_r = 284$  kN

Tableau Ia Comparaison entre les résultats des normes (MPa)

CSA S16-01	CSA S16.1-94	LRFD
348	328	284

Sur le tableau ci-dessus qui présente les résultats de l'exemple 1, on constate que le calcul selon la norme CSA S16-01 est moins sécuritaire que le calcul selon la norme CSA S16.1-94. Notons que le calcul selon la norme LRFD est le plus sécuritaire.

## 2) Exemple de calcul 2 : Comparaison entre les normes CSA S16-01, ANSYS et la méthode rationnelle

Afin de comparer directement les équations de la méthode rationnelle avec les résultats de ANSYS, le terme  $\phi$  doit être égal à 1,0.

### Selon la norme CSA S16-01

$T_r$  est la plus petite des valeurs ci-dessous :

$$\text{Clause 13.2(a)(i)} \quad T_r = \phi A_g F_y \quad (17)$$

$$\text{Clause 13.2(a)(iii)} \quad T_r = 0,85\phi A_{ne} F_u \quad (18)$$

où

$$A_{ne} = A_{n1} + A_{n2} + A_{n3} \quad (19)$$

avec

$A_{n1}$ ,  $A_{n2}$  et  $A_{n3}$  sont l'aire nette des éléments raccordés :

a. par une soudure transversale,  $A_{n1}$

Selon la clause 12.3.3.3(a)(i)

$$A_{n1} = wt \quad (20)$$

b. par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles,  $A_{n2}$

Selon la clause 12.3.3.3(b)(i)

$$\text{si } L \geq 2,0w \quad A_{n2} = wt \quad (21)$$

Selon la clause 12.3.3.3(b)(ii)

$$\text{si } 2w > L \geq 1,0w \quad A_{n2} = 0,5wt + 0,25Lt \quad (22)$$

Selon la clause 12.3.3.3(b)(iii)

$$\text{si } w > L \quad A_{n2} = 0,75Lt \quad (23)$$

c. par une soudure longitudinale,  $A_{n3}$

Selon la clause 12.3.3.3(c)(i)

$$\text{si } L \geq w \quad A_{n3} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) wt \quad (24)$$

Selon la clause 12.3.3.3(c)(ii)

$$\text{si } w > L \quad A_{n3} = 0,50Lt \quad (25)$$

### Méthode rationnelle

La valeur de  $T_r$  est la même que dans les équations (17) et (18) ci-dessus. La seule différence demeure dans l'évaluation de la valeur de  $A_{ne}$ . Ainsi :

$$A_{ne} = A_{n1} + A_{n2} + A_{n3} \quad (19)$$

avec

$A_{n1}$ ,  $A_{n2}$  et  $A_{n3}$  sont l'aire nette des éléments raccordés :

a. par une soudure transversale,  $A_{n1}$

$$A_{n1} = wt$$

Notons que la valeur de  $A_{n1}$  est calculée selon la clause 12.3.3.3(a)(i), c'est-à-dire selon l'équation (20).

b. par des soudures longitudinales sur deux bords parallèles. Les soudures ont de longueurs  $L_1$  et  $L_2$  tel que  $L_1 \geq L_2$ . Trois cas se présentent pour la valeur de  $A_{n2}$ , ainsi :

$$\text{si } L_1 \geq w / \tan \theta \quad A_{n2} = wt \quad (68)$$

$$\text{si } w / \tan \theta > L_1 \geq w / (2 \tan \theta) \quad A_{n2} = \lambda w t + (1 - \lambda) \tan \theta L_1 t \quad (69)$$

$$\text{si } w / (2 \tan \theta) > L_1 \quad A_{n2} = (1 + \lambda^2) \tan \theta L_1 t \quad (70)$$

où

$$\lambda = \frac{L_2}{L_1}$$

c. par une soudure longitudinale,  $A_{n3}$

$$\text{si } L \geq w / \tan \theta \quad A_{n3} = w t \quad (66)$$

$$\text{si } w / \tan \theta > L \quad A_{n3} = L \tan \theta t \quad (67)$$

### 1. Modèle 1

( $w = 100 \text{ mm}$ ,  $t = 5 \text{ mm}$ ,  $L_1 = L_2 = 50 \text{ mm}$ ,  $F_y = 350 \text{ MPa}$  et  $F_u = 540 \text{ MPa}$ )

Selon la norme CSA S16-01

Puisque  $w = 100 > L = 50$ , on a selon l'équation (23) :

$$A_{n2} = 0,75Lt = 0,75 \times 100 \times 5 = 187 \text{ mm}^2$$

La perte de résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 187}{500} \right) \times 100 = 62,6\%$$

L'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 187 \times 540 = 86 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de l'assemblage.

Selon la méthode rationnelle

Puisque  $\left( \frac{w}{2 \tan \theta} \right) = 86 > L_1 = 50$ , on a selon l'équation (64) :

$$A_{n2} = (1 + \lambda^2) \tan \theta L_1 t = (1 + 1^2) (\tan 30^\circ) (50 \times 5) = 288 \text{ mm}^2$$

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 288}{500} \right) \times 100 = 42,3\%$$

l'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 288 \times 540 = 132 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de l'assemblage.

## ANSYS

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{F_u - F_{ANSYS}}{F_u} \right) \times 100 = \left( \frac{540 - 262}{540} \right) \times 100 = 51,5\%$$

alors :

$$0,85 \times T_{ANSYS} = 0,85 \times A_g \times F_{ANSYS} = 0,85 \times 500 \times 262 = 111 \text{ kN}$$

## 2. Modèle 2

( $w = 100 \text{ mm}$ ,  $t = 5 \text{ mm}$ ,  $L_1 = L_2 = 100 \text{ mm}$ ,  $F_y = 350 \text{ MPa}$  et  $F_u = 540 \text{ MPa}$ )

Selon la norme CSA S16-01

Puisque  $w = 100 = L$ , on a selon l'équation (22) :

$$A_{n2} = 0,5wt + 0,25Lt = (0,5 \times 100 \times 5) + (0,25 \times 100 \times 5) = 375 \text{ mm}^2$$

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 375}{500} \right) \times 100 = 25\%$$

l'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 375 \times 540 = 172 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de l'assemblage.

#### Selon la méthode rationnelle

Puisque  $\left( \frac{w}{2 \tan \theta} \right) = 86 < L_1 = 100$ , on a selon l'équation 62 :

$$A_{n2} = wt = 100 \times 5 = 500 \text{ mm}^2$$

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 500}{500} \right) \times 100 = 0\%$$

l'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 500 \times 540 = 229 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de la section, loin de l'assemblage.



## ANSYS

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{F_u - F_{ANSYS}}{F_u} \right) \times 100 = \left( \frac{540 - 350}{540} \right) \times 100 = 35,2\%$$

$$0,85 \times T_{ANSYS} = 0,85 \times A_g \times F_{ANSYS} = 0,85 \times 500 \times 350 = 148 \text{ kN}$$

Notons que le modèle de ANSYS atteint la limite élastique à une charge égale à :

$$T = 500 \times 350 = 175 \text{ kN}$$

### 3. Modèle 3

$$(w = 100 \text{ mm}, t = 5 \text{ mm}, L_1 = L_2 = 200 \text{ mm}, F_y = 350 \text{ MPa et } F_u = 540 \text{ MPa})$$

#### Selon la norme CSA S16-01

Puisque  $L = 200 = 2,0w = 2,0 \times 100 = 200$ , on a selon l'équation 21 :

$$A_{n2} = wt = 100 \times 5 = 500 \text{ mm}^2$$

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 500}{500} \right) \times 100 = 0\%$$

l'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 500 \times 540 = 229 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de la section, loin de l'assemblage.

### Selon la méthode rationnelle

Puisque  $\frac{w}{\tan \theta} = 173 < L_1 = 200$ , on a selon l'équation 62 :

$$A_{n2} = wt = 100 \times 5 = 500 \text{ mm}^2$$

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{A_g - A_{n2}}{A_g} \right) \times 100 = \left( \frac{500 - 500}{500} \right) \times 100 = 0\%$$

l'équation (17) donne :  $T_r = \phi A_g F_y = 1,0 \times 500 \times 350 \times 10^{-3} = 175 \text{ kN}$

et l'équation (18) donne :  $T_r = 0,85 \phi A_{ne} F_u = 0,85 \times 1,0 \times 500 \times 540 = 229 \text{ kN}$

Donc, la conception serait gouvernée par la rupture de la section

### ANSYS

La perte de la résistance due au décalage en cisaillement est égale à :

$$\left( \frac{F_u - F_{ANSYS}}{F_u} \right) \times 100 = \left( \frac{540 - 350}{540} \right) \times 100 = 35,2\%$$

$$0,85 \times T_{ANSYS} = 0,85 \times A_g \times F_{ANSYS} = 0,85 \times 500 \times 350 = 148 \text{ kN}$$

Notons que le modèle de ANSYS atteint la limite élastique à une charge égale à :

$$T = 500 \times 350 = 175 \text{ kN}$$

### Comparaison des équations de la méthode rationnelle avec les recommandations de la norme CSA S16-01

Les résultats de ANSYS confirment les résultats de la méthode rationnelle pour les modèles 2 et 3 alors que les prescriptions de la norme CSA S16-01 prévoient une perte de la résistance de 25 % pour le modèle 2. Quant au modèle 1, les résultats de ANSYS sont plus proches des résultats de la méthode rationnelle que des résultats de la norme CSA S16-01. Notons que les résultats de la méthode rationnelle sont moins sécuritaires que les résultats de ANSYS qui sont à leur tour, moins sécuritaires que les résultats de la norme CSA S16-01 (tableau X).

Tableau Ib Comparaison entre les résultats des méthodes de calcul (MPa)

Modèle	CSA-01	Méthode Rationnelle	ANSYS
1	86	132	111
2	172	175	175
3	175	175	175

Sur le tableau ci-dessus qui présente les résultats de l'exemple 2, on constate que le calcul selon la méthode rationnelle est plus économique que les calculs selon la norme CSA S16-01 et/ou Ansys pour le modèle à soudures courtes. Notons que les calculs pour les modèles à soudures longues sont comparables pour toutes les méthodes.

## **ANNEXE 2**

### **Essais en laboratoire à l'ÉTS**

Des courbes force-allongement obtenues par les résultats d'essais en laboratoire à l'ÉTS ainsi que quelques photographies relatives à ces essais, sont montrées à la présente annexe.

### 1) Courbes force-allongement

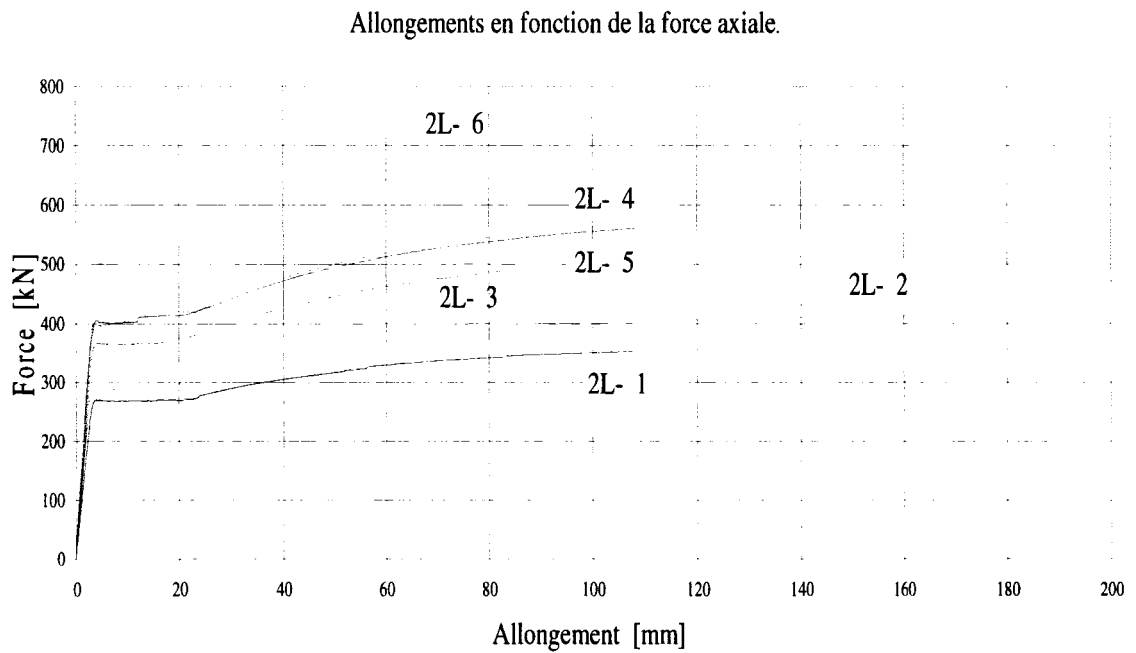


Figure 2a Force versus allongement

## 2) Photos des essais en laboratoire

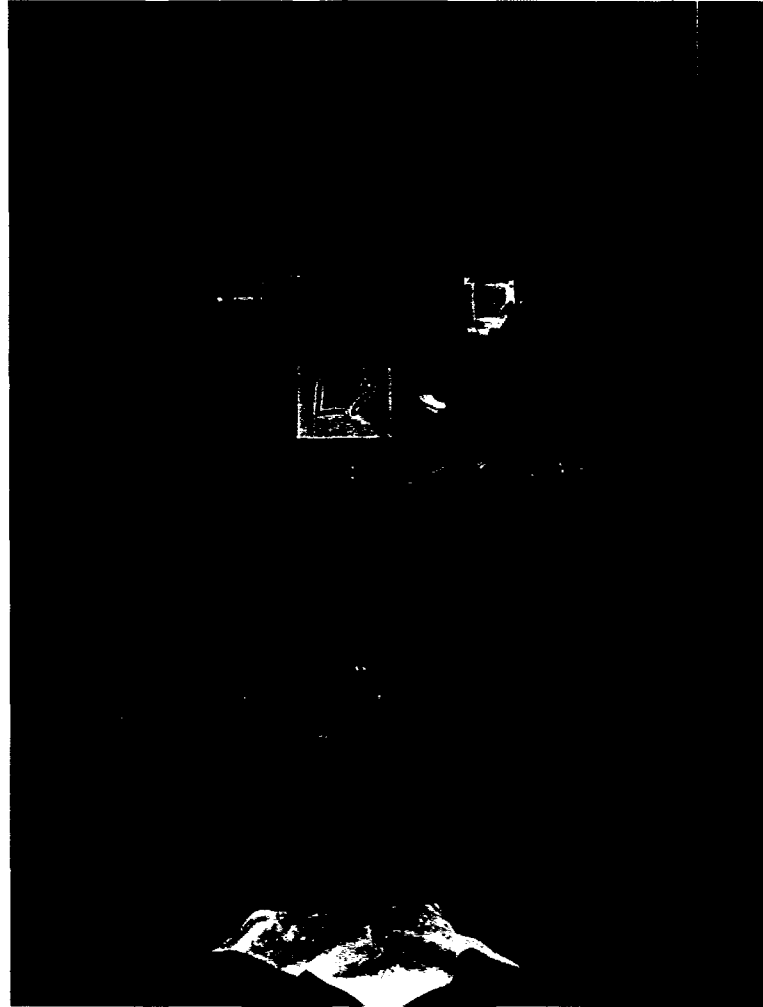


Figure 2b      Capteurs de déplacement LVDT à mi-hauteur



Figure 2c Jauges



Figure 2d Répartition des contraintes révélées  
par l'écaillage de la chaux



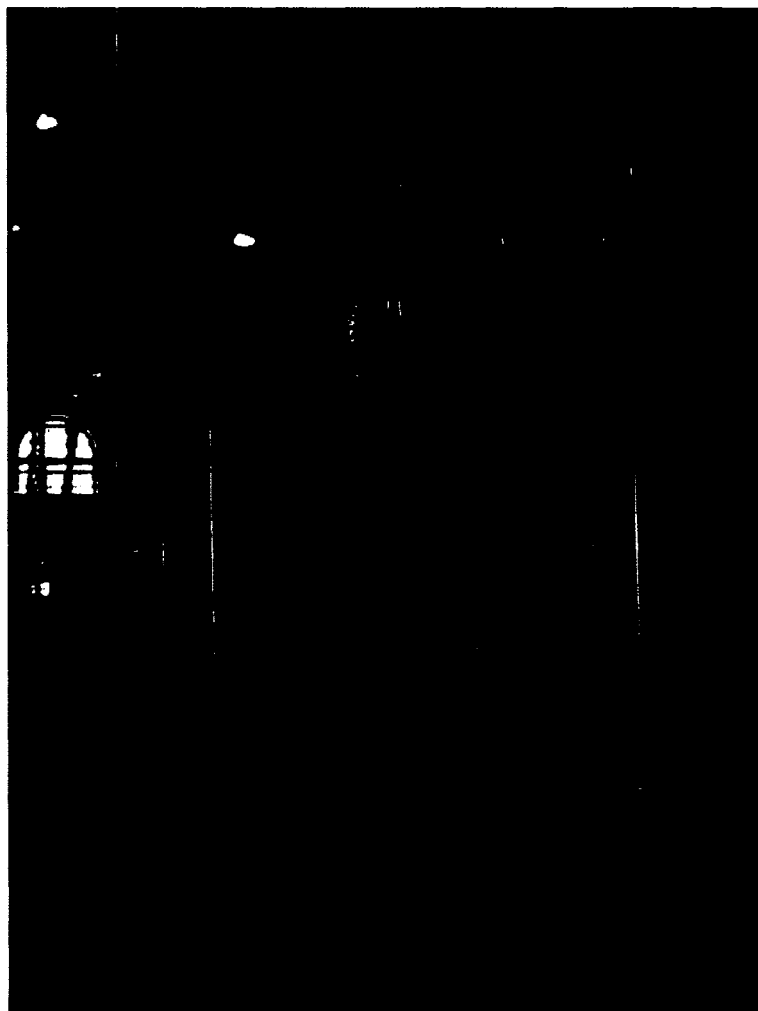


Figure 2e Arrangement général

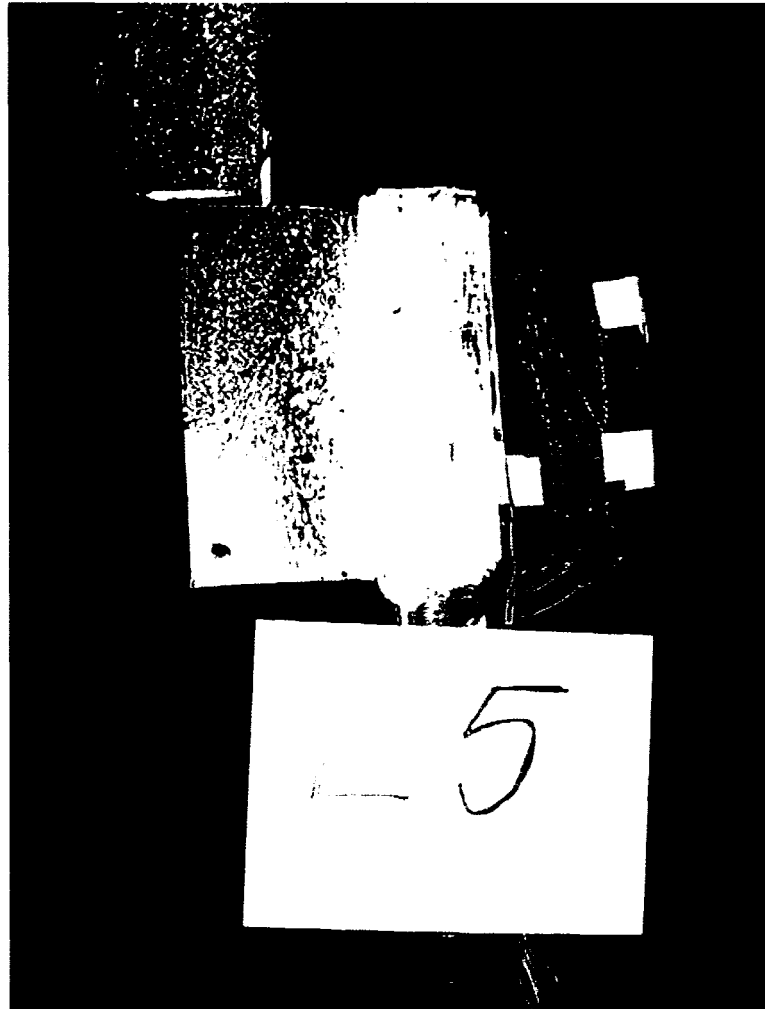


Figure 2f Rupture typique de la section critique

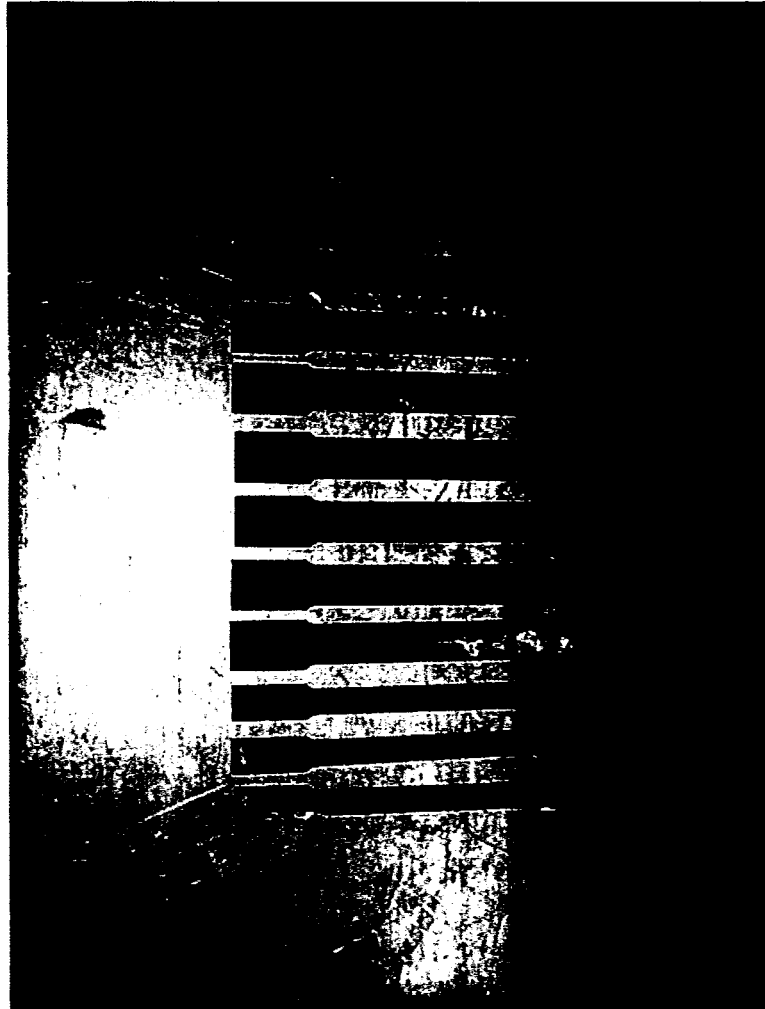


Figure 2g Épreuves



Figure 2h Essais de traction sur éprouvettes

**ANNEXE 3****Diagrammes des contraintes obtenus par ANSYS**

Des résultats d'analyses par éléments finis sont montrés à la présente annexe. Ces résultats servent à vérifier les résultats expérimentaux et à étudier la répartition des contraintes près des assemblages, difficile à évaluer par les méthodes de calcul traditionnelles. Les diagrammes des contraintes montrent le flux de cisaillement dans les soudures et les contraintes de traction sur la section critique et ce, en fonction de la longueur des soudures.

### 1) Flux de cisaillement

- Une soudure courte  $5 \times 70$  ( $L/w < 1,73$ )

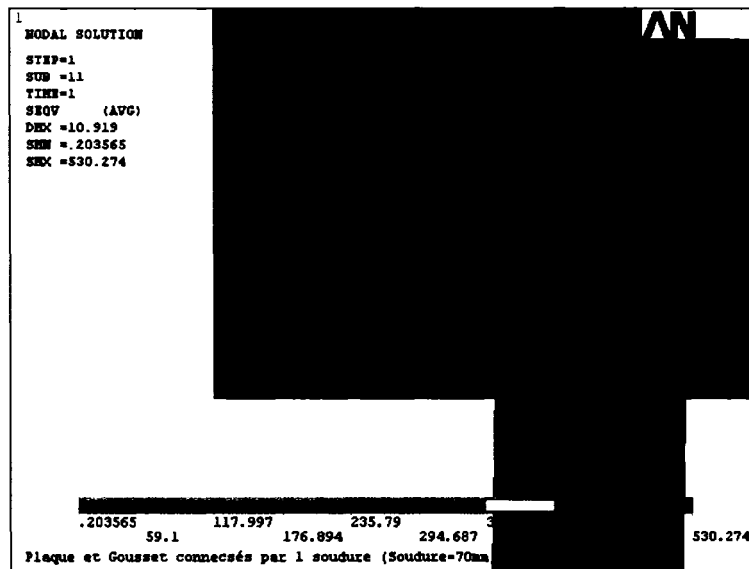


Figure 13a Vue en plan

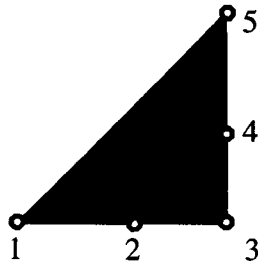


Figure 13b Section du cordon de soudure

**Courbes des contraintes ( $S_x, S_y, S_z, S_{xy}, S_{yz}, S_{xz}$ )**

**Légende :**

Noir :  $S_x$

Mauve :  $S_y$

Rouge :  $S_z$

Bleu :  $S_{xy}$

Rose :  $S_{yz}$

Rose :  $S_{xz}$

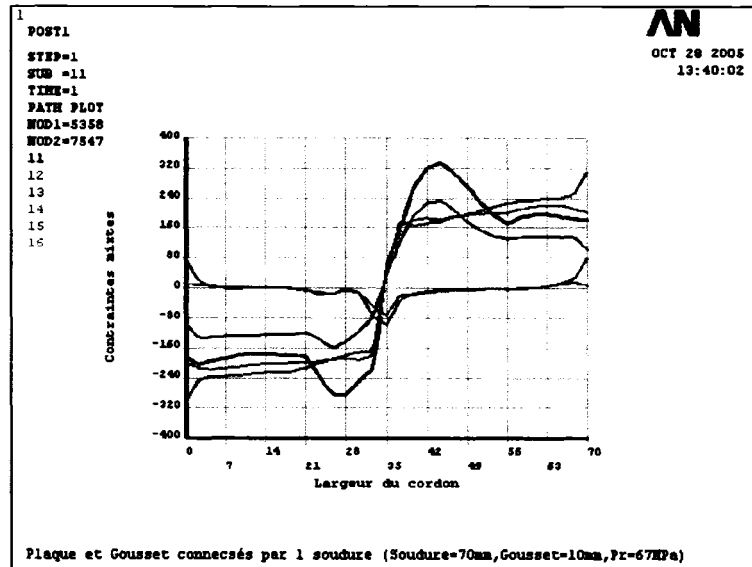


Figure 13c Point 1

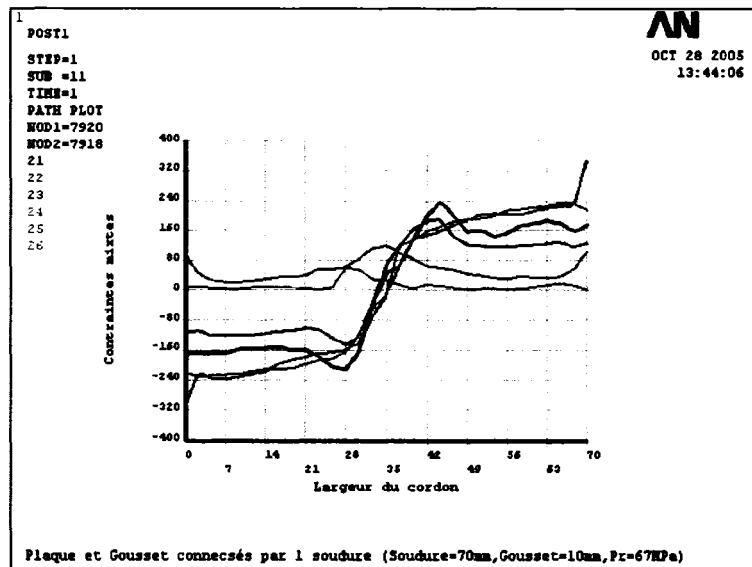


Figure 13d Point 2



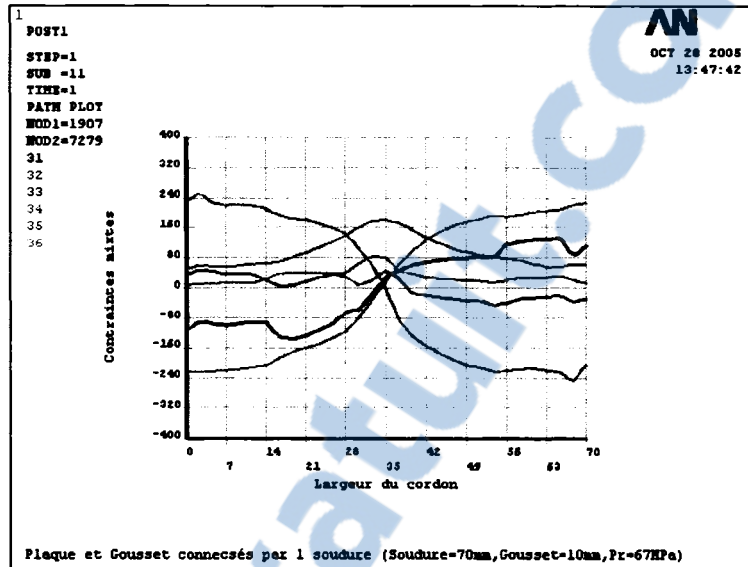


Figure 13e Point 3

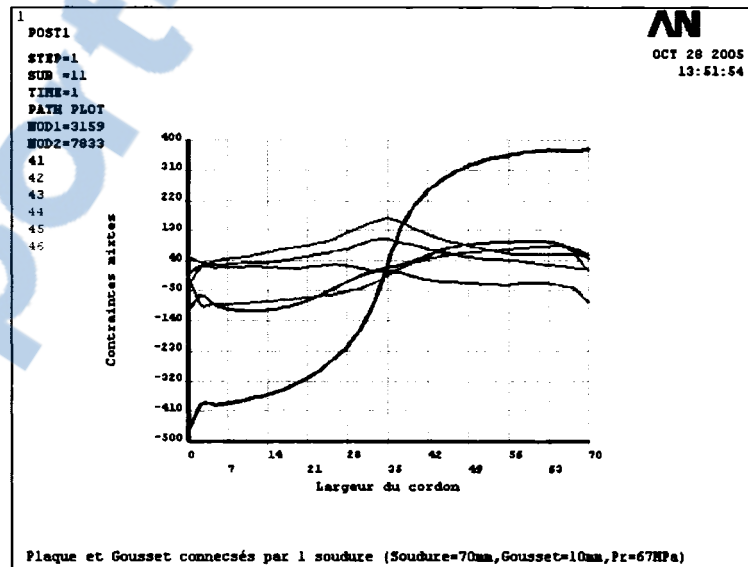


Figure 13f Point 4

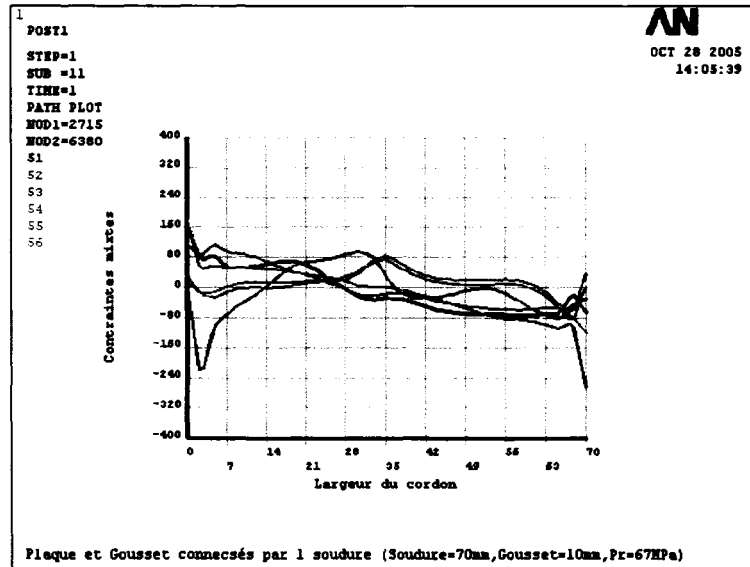


Figure 13g Point 5

- Une soudure longue 5x200 ( $L/w > 1,73$ )

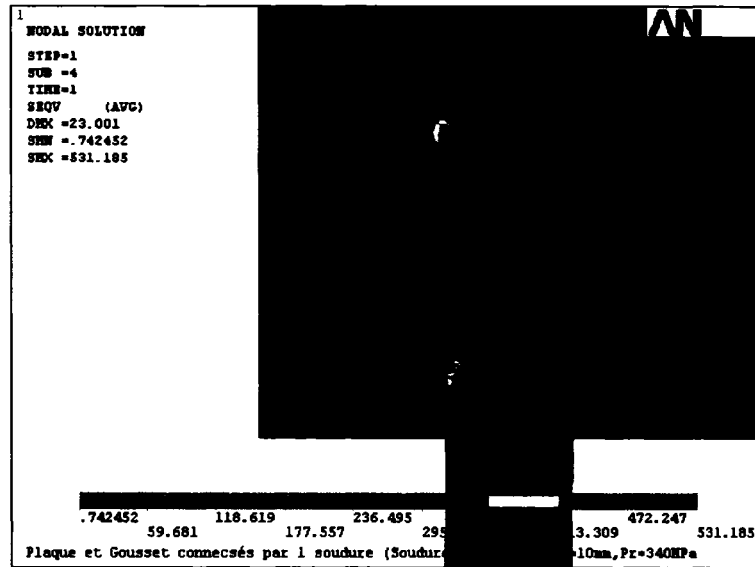


Figure 13h Vue en plan

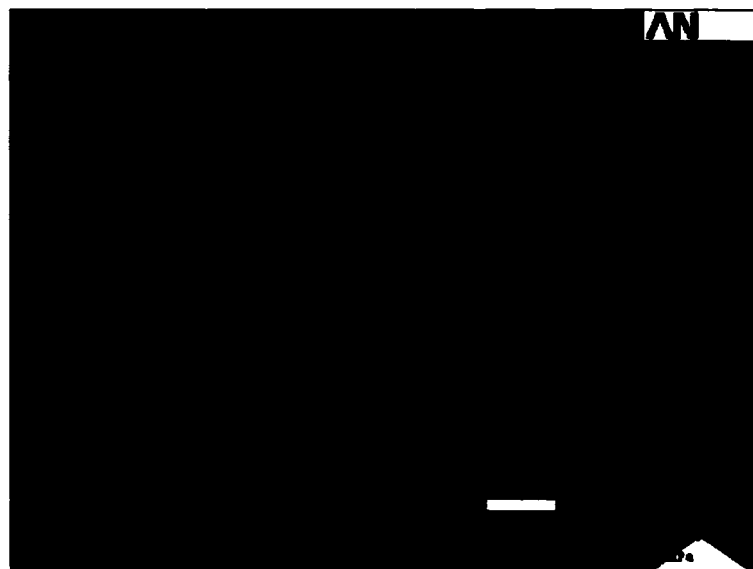


Figure 13i Vue isotropique

### Courbes des contraintes ( $S_x, S_y, S_z, S_{xy}, S_{yz}, S_{xz}$ )

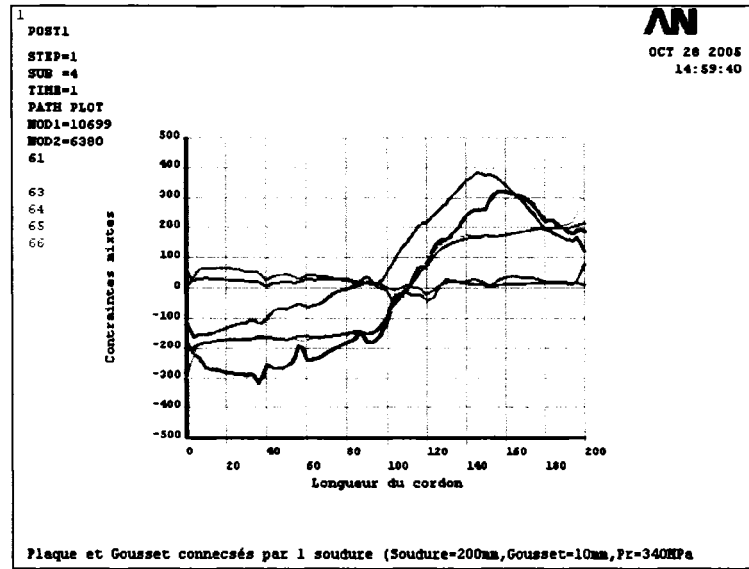


Figure 13j Point 1

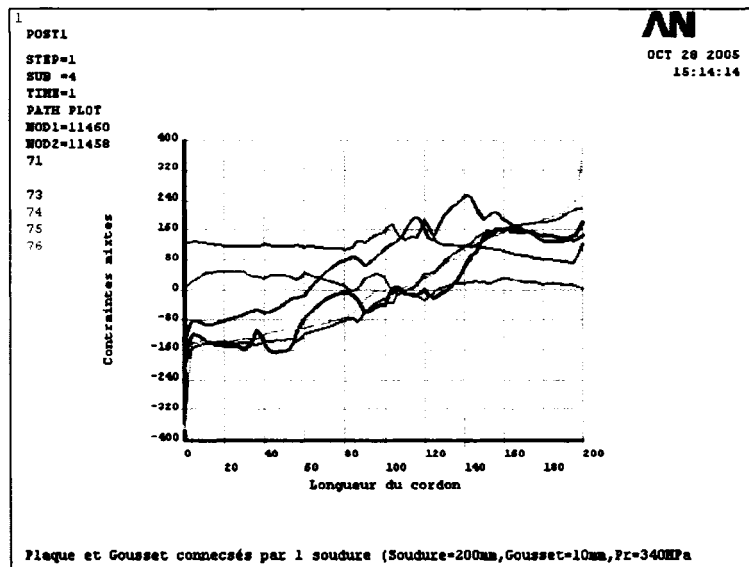


Figure 13k Point 2

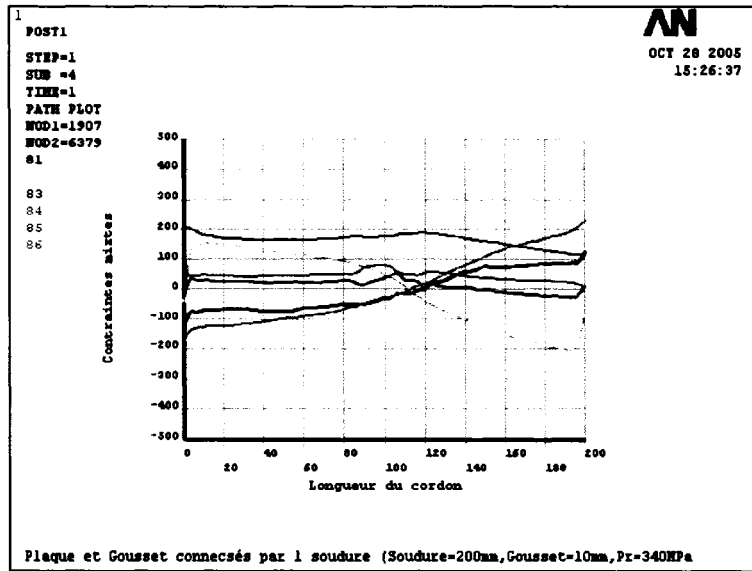


Figure 13l Point 3

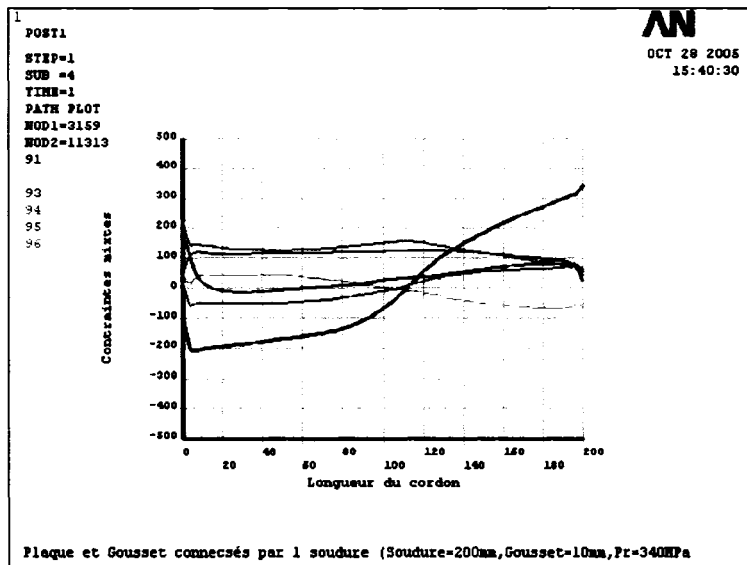


Figure 13m Point 4

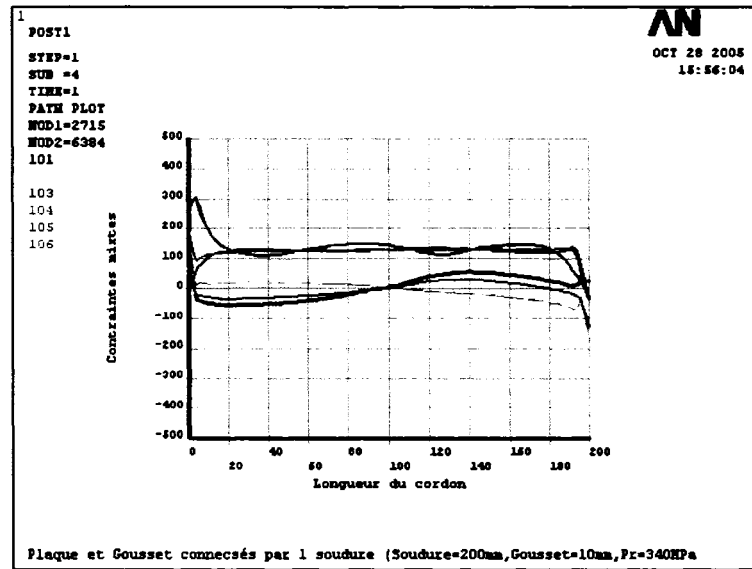


Figure 13n Point 5

- Deux soudures courtes 10x50 ( $L/w < 1,73$ )

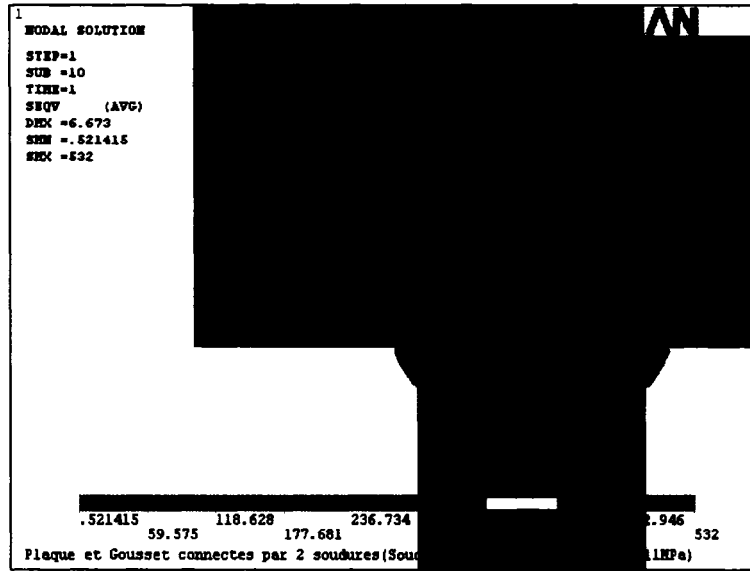


Figure 13o Vue en plan

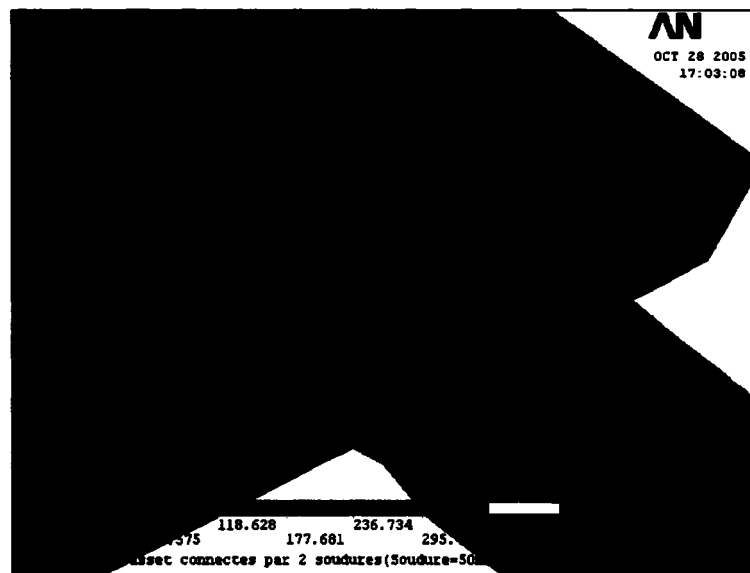


Figure 13p Vue isotropique (dessus)

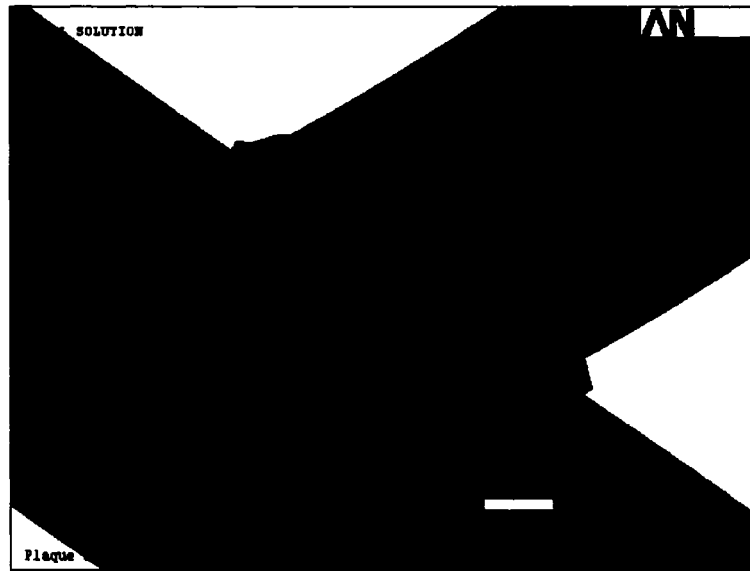


Figure 13q Vue isotropique (dessous)

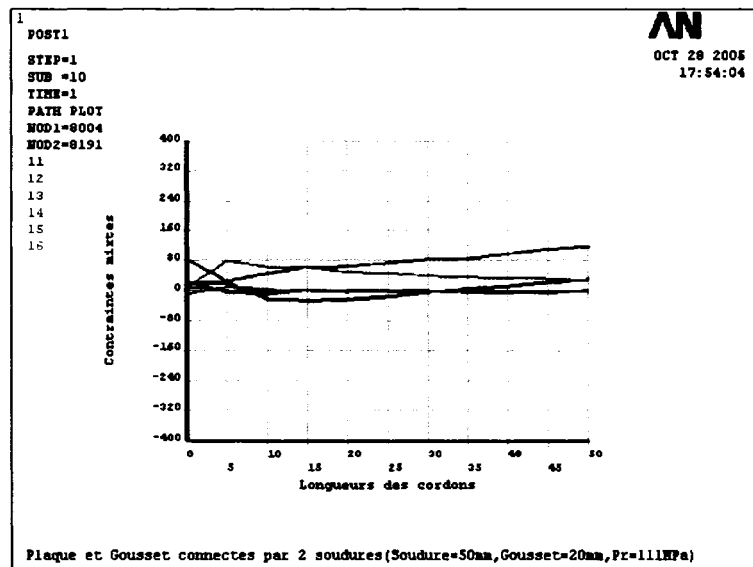


Figure 13r Point 1



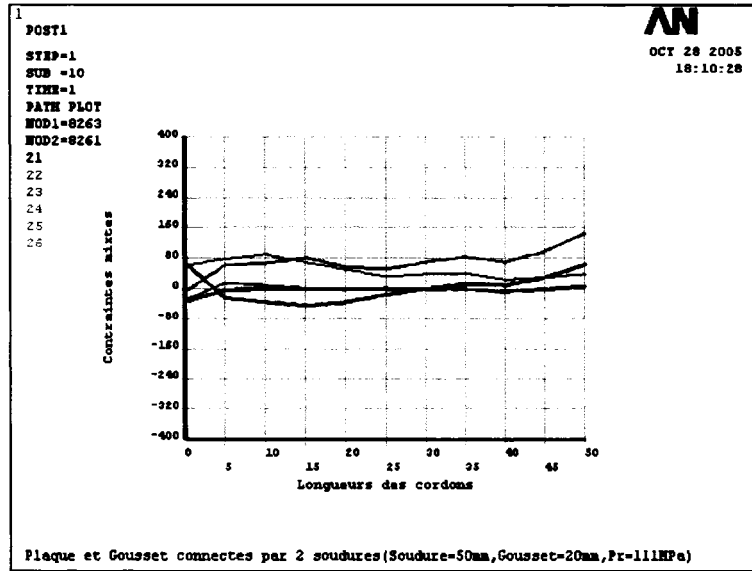


Figure 13s Point 2

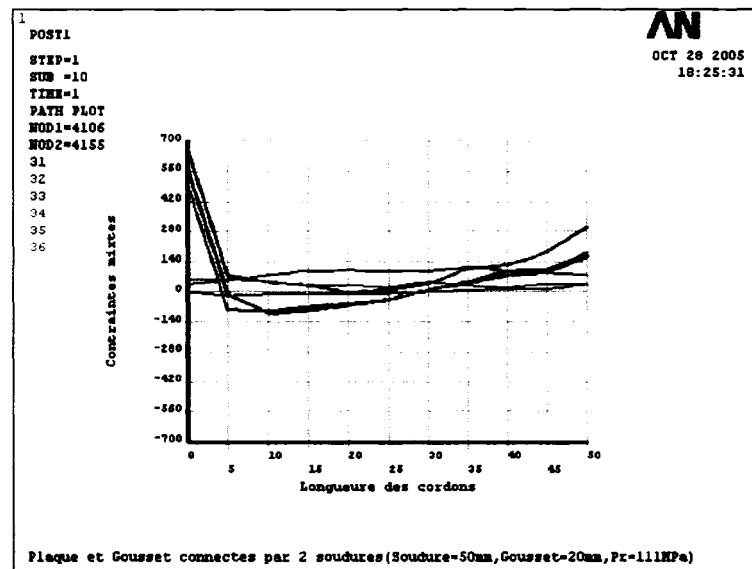


Figure 13t Point 3

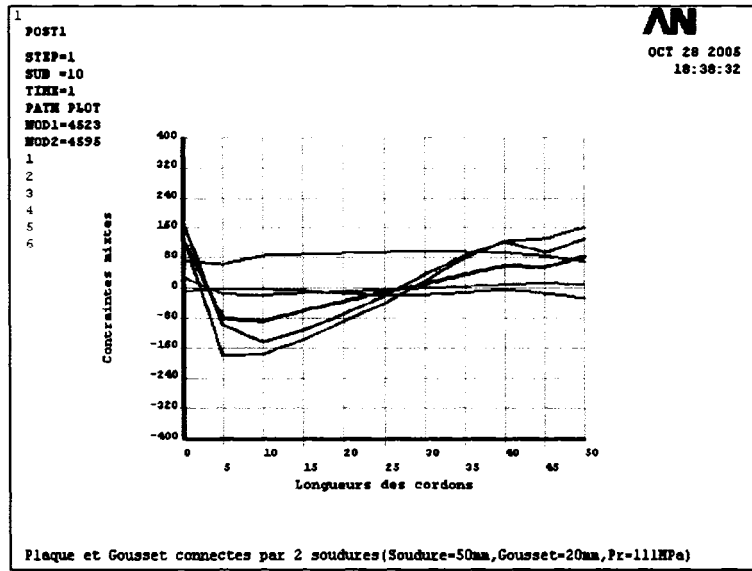


Figure 13u Point 4

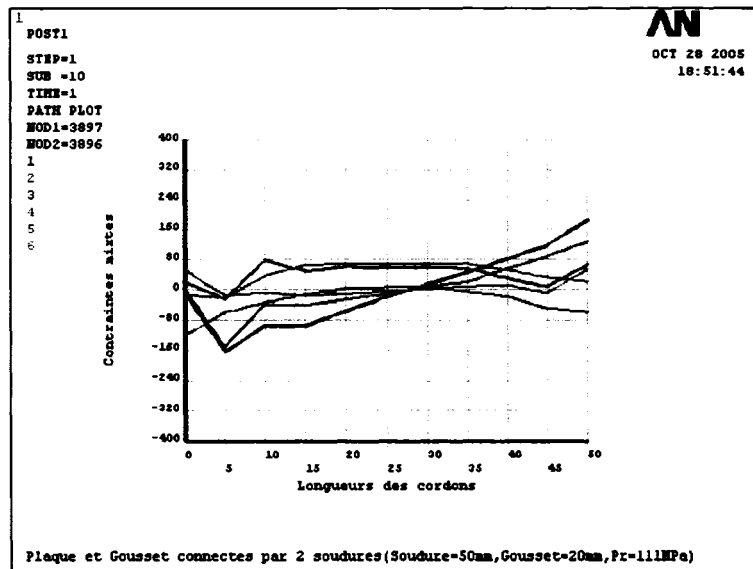


Figure 13v Point 5

## 2) Section critique

- Une soudure courte  $5 \times 70$  ( $L/w < 1,73$ )

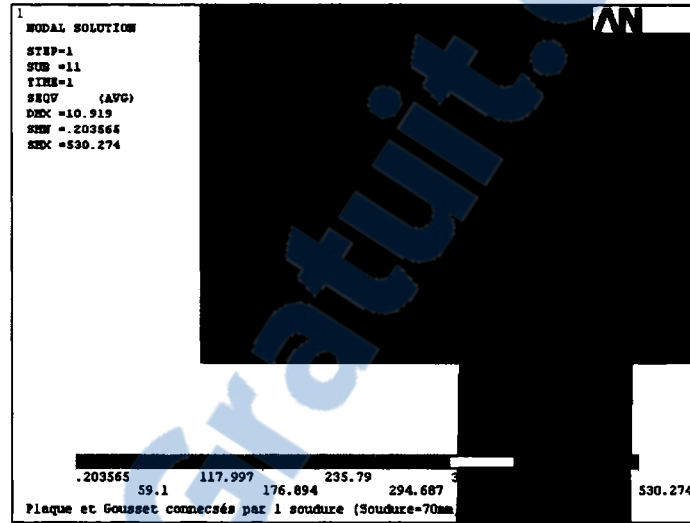


Figure 23a Vue en plan

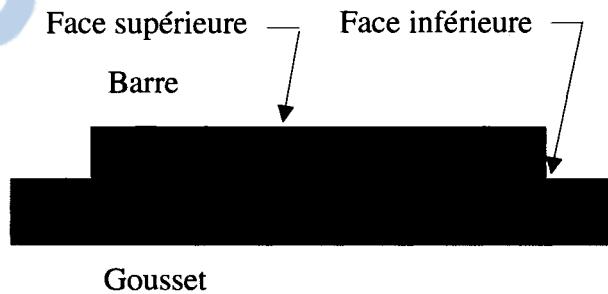


Figure 23b Section critique

## Courbes des contraintes ( $S_x$ , $S_y$ , $S_z$ et von Mises)

### Légende :

Noir :  $S_x$

Rouge :  $S_y$

Mauve :  $S_z$

Bleu : von Mises

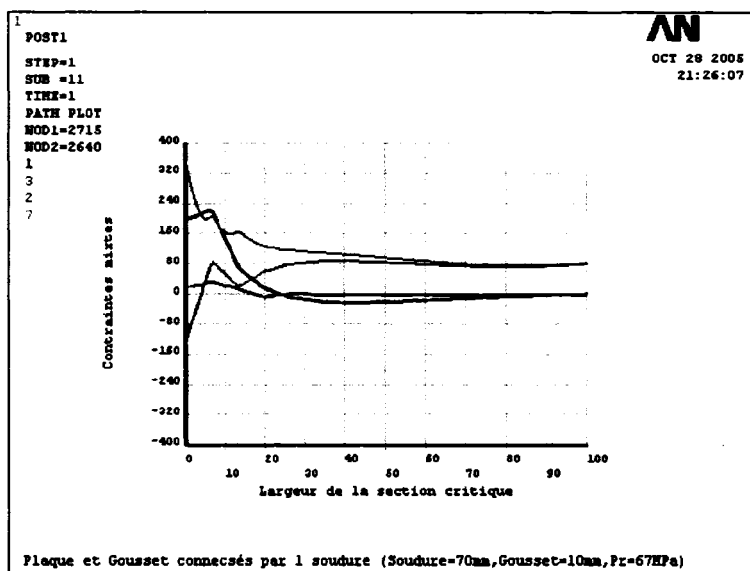


Figure 23c Courbes des contraintes  
( $S_x$ ,  $S_y$ ,  $S_z$  et von Mises)  
Face supérieure

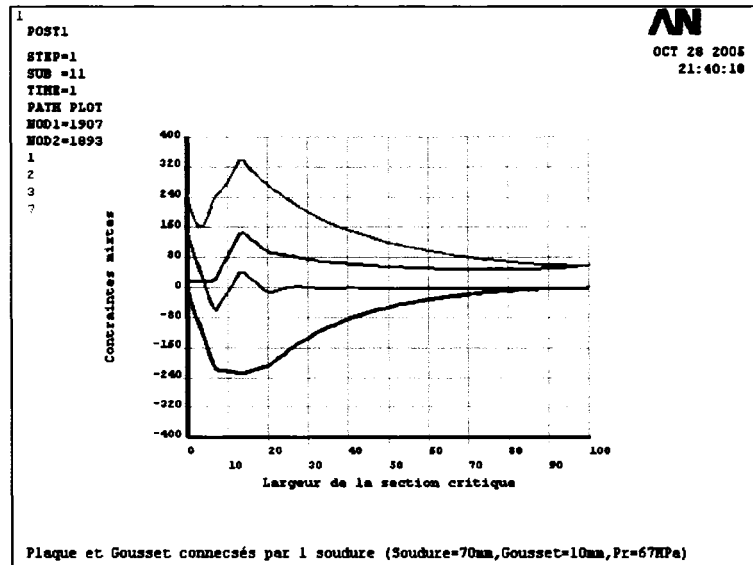


Figure 23d Courbes des contraintes  
( $S_x$ ,  $S_y$ ,  $S_z$  et von Mises)  
Face inférieure

- Une soudure longue 5x200 ( $L/w > 1,73$ )

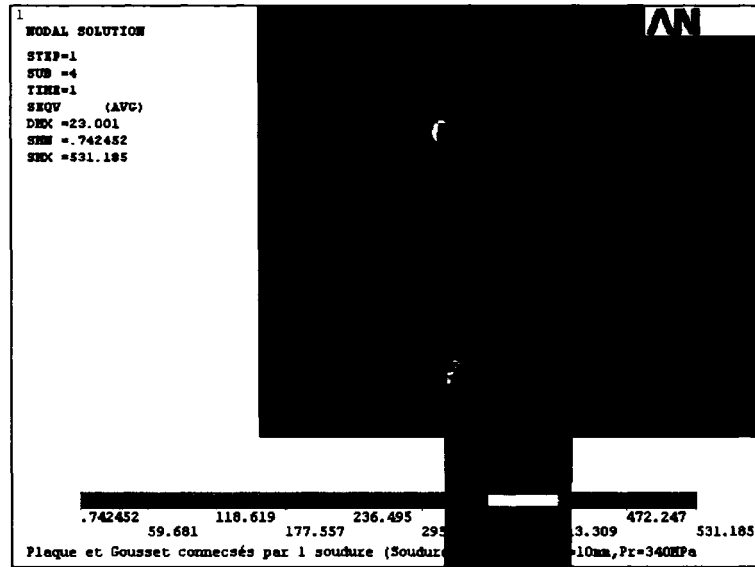


Figure 23e Vue en plan

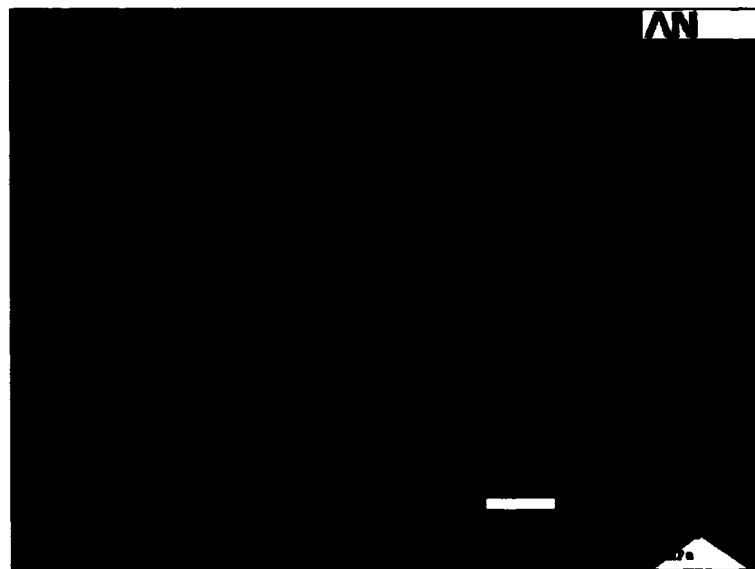


Figure 23f Vue isotropique

## Courbes des contraintes ( $S_x$ , $S_y$ , $S_z$ et von Mises)

### Légende :

Noir :  $S_x$

Mauve :  $S_y$

Rouge :  $S_z$

Bleu : von Mises

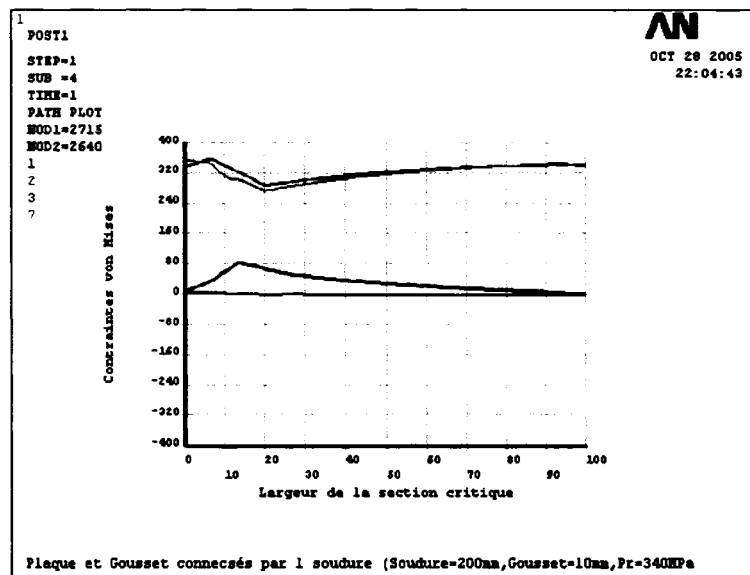


Figure 23g Courbes des contraintes  
( $S_x$ ,  $S_y$ ,  $S_z$  et von Mises)  
Face supérieure

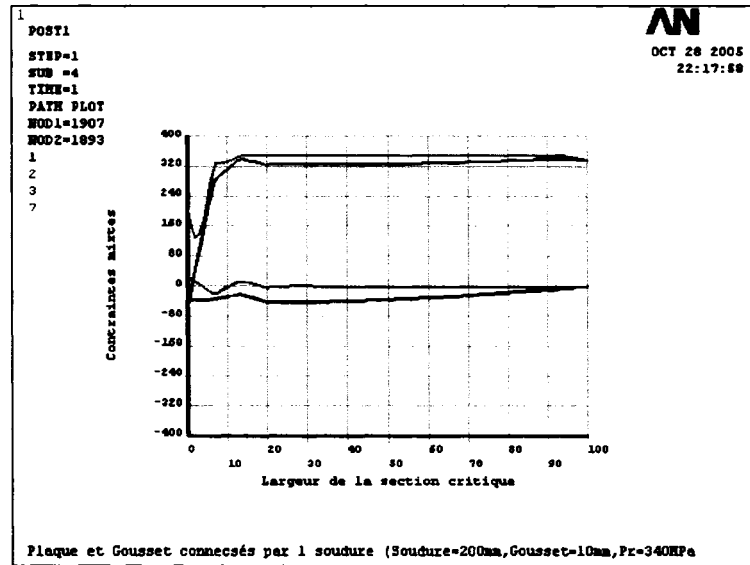


Figure 23h Courbes des contraintes  
 ( $S_x$ ,  $S_y$ ,  $S_z$  et von Mises)  
 Face inférieure



- Deux soudures courtes 10x50 ( $L/w < 1,73$ )

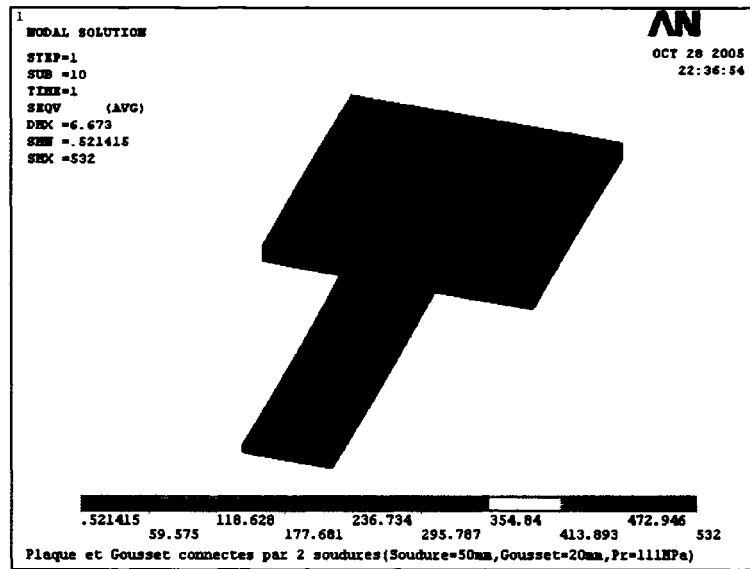


Figure 23i Vue en plan

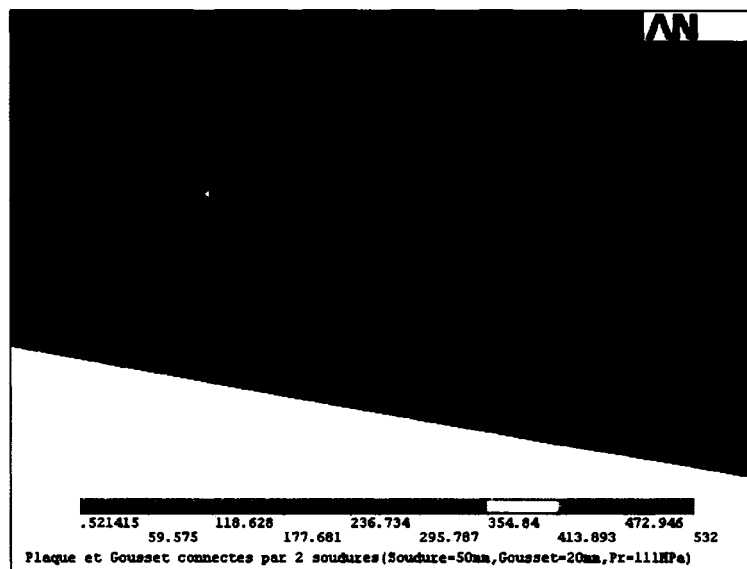


Figure 23j Vue isotropique

## Courbes des contraintes ( $S_x$ , $S_y$ , $S_z$ et von Mises)

### Légende :

Noir :  $S_x$

Mauve :  $S_y$

Rouge :  $S_z$

Bleu : von Mises

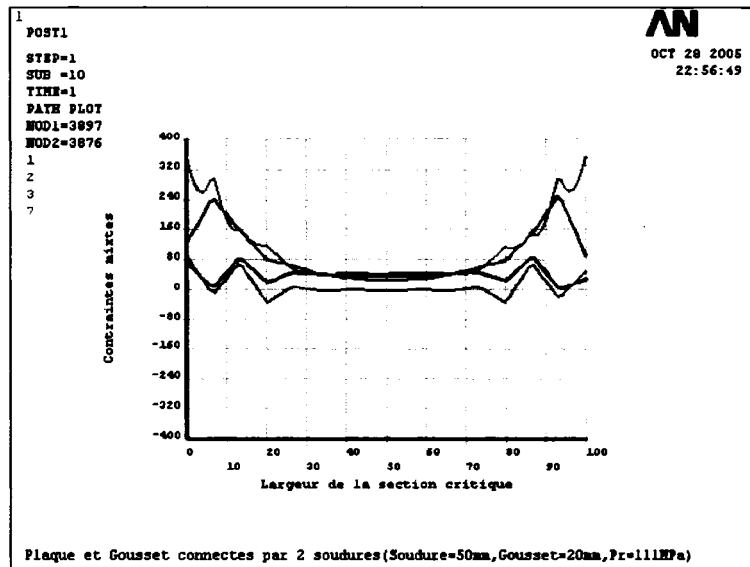


Figure 23k Courbes des contraintes  
( $S_x$ ,  $S_y$ ,  $S_z$  et von Mises)  
Face supérieure

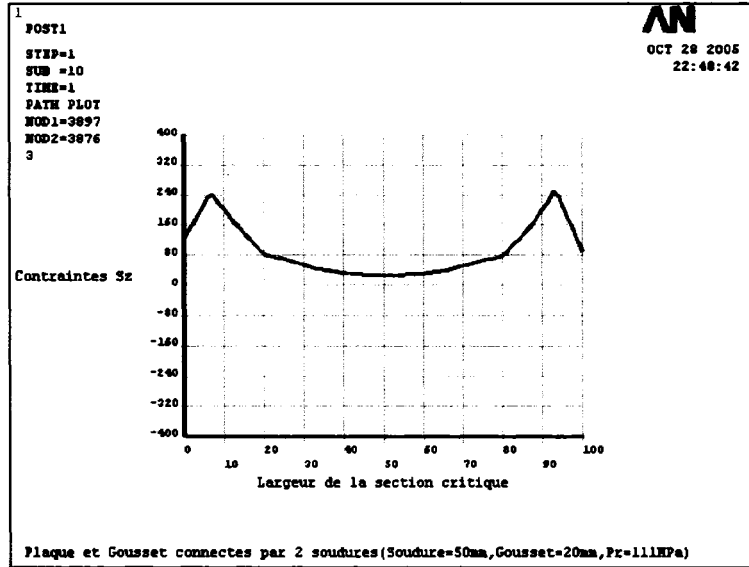


Figure 23l Contraintes  $S_z$   
 Face supérieure

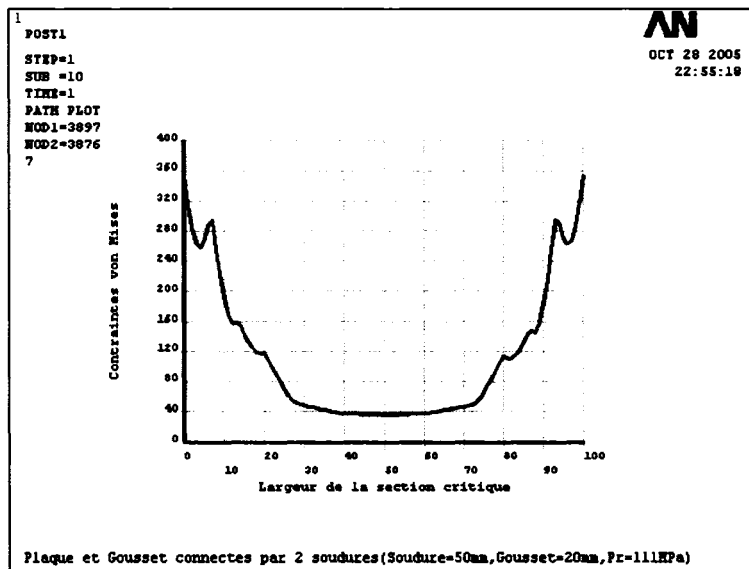


Figure 23m Contraintes von Mises  
 Face supérieure

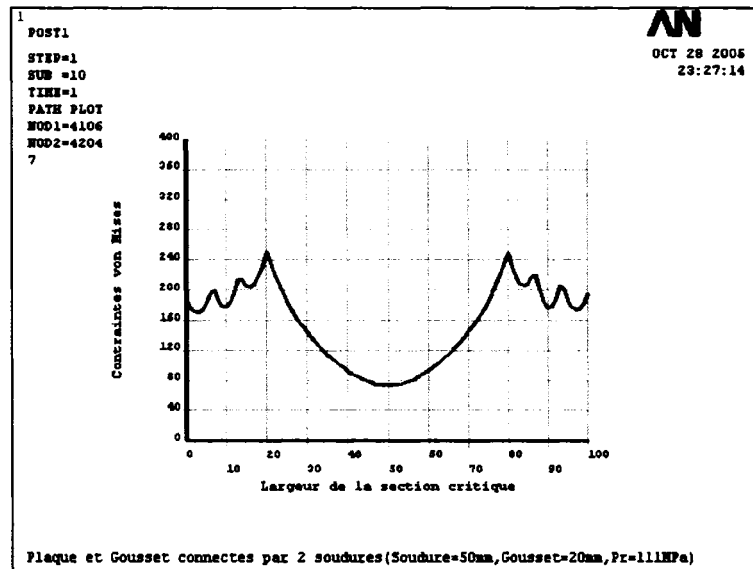
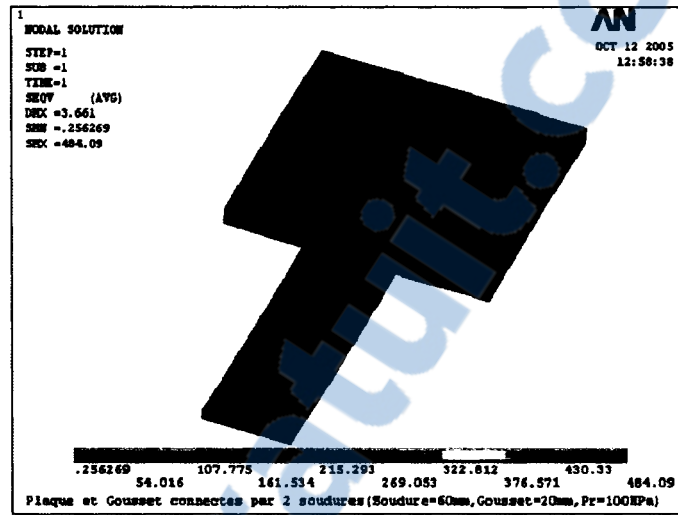
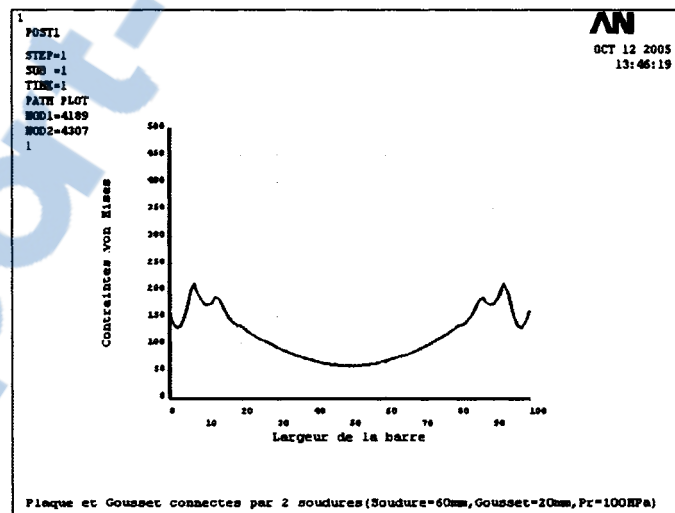


Figure 23n Contraintes von Mises  
Face inférieure

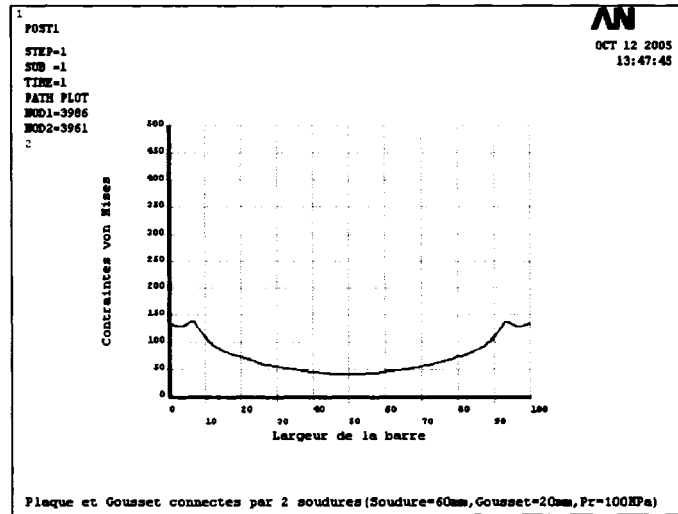
### 3) Influence de la longueur de la soudure



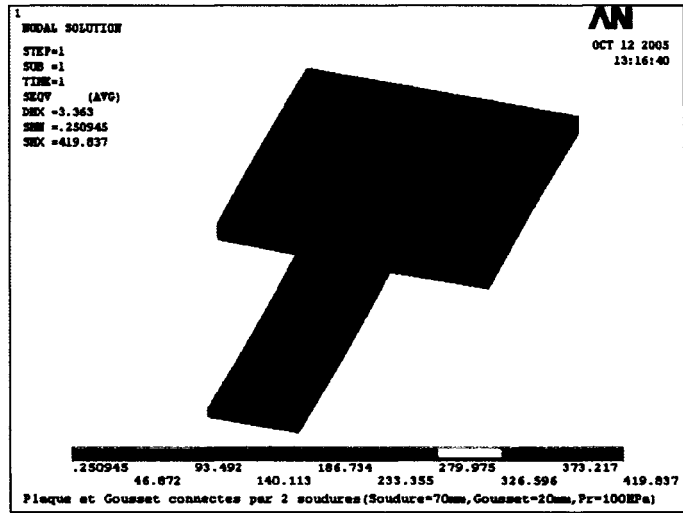
Longueur 60 mm



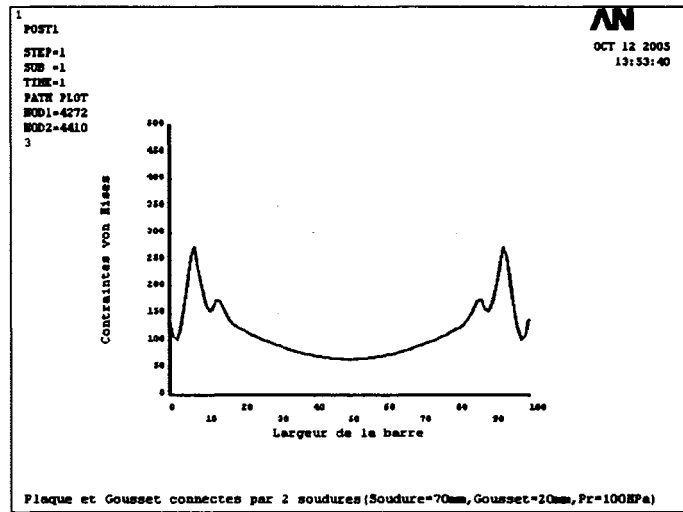
Face inférieure



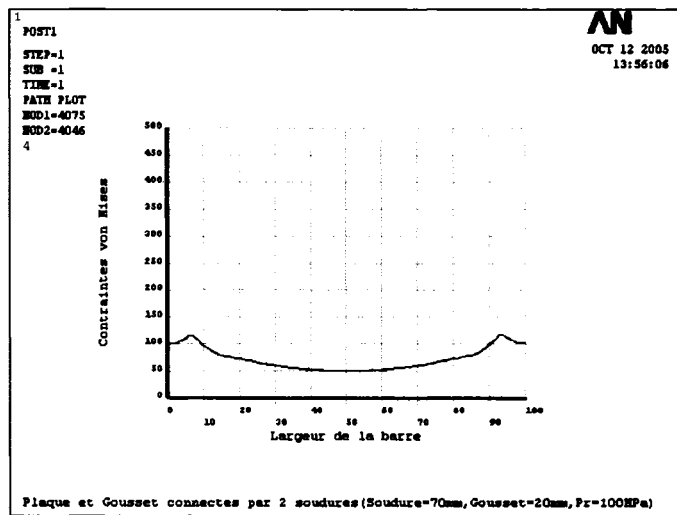
Face supérieure



Longueur 70 mm

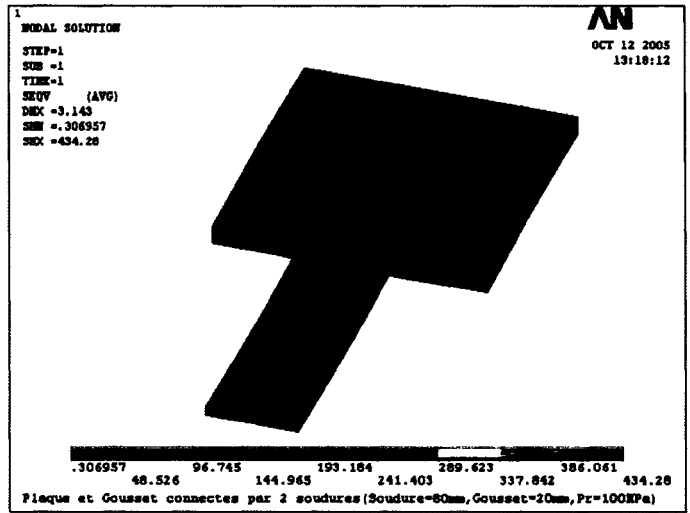


Face inférieure

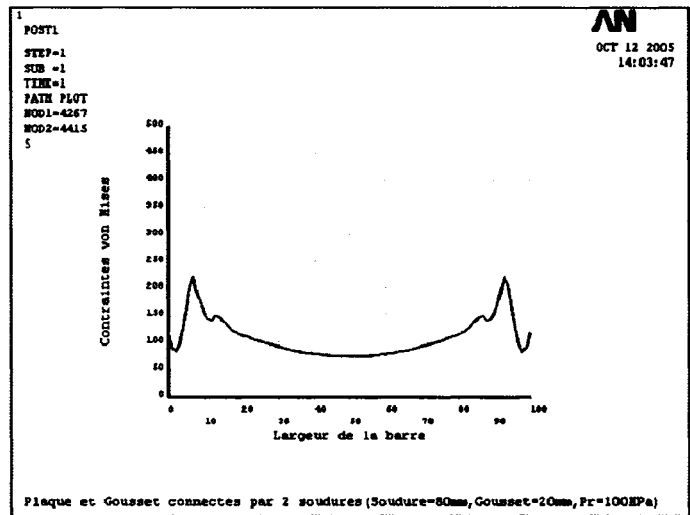


Face supérieure

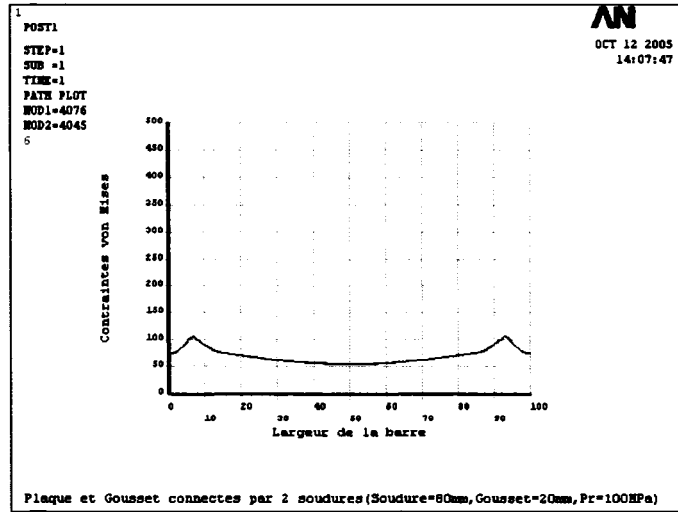




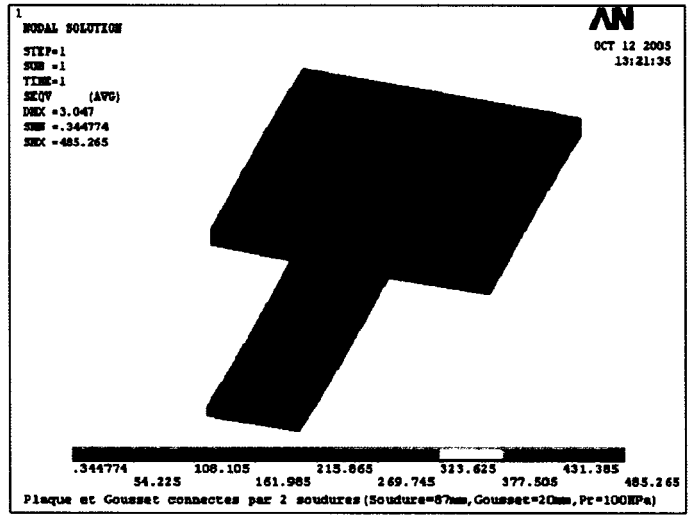
Longueur 80 mm



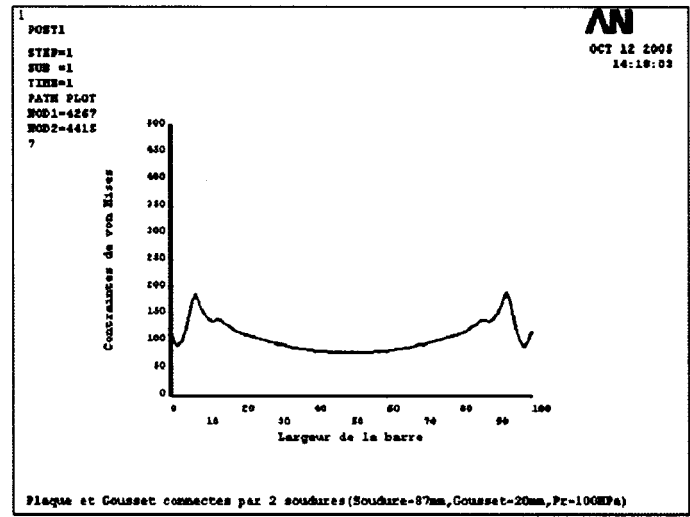
Face inférieure



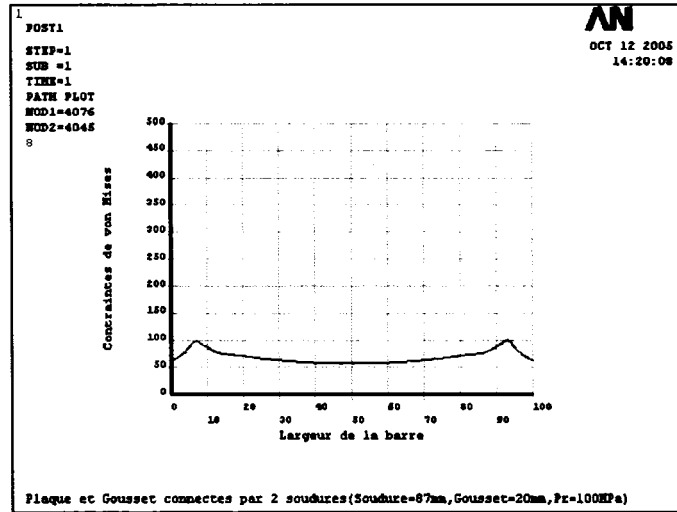
Face supérieure



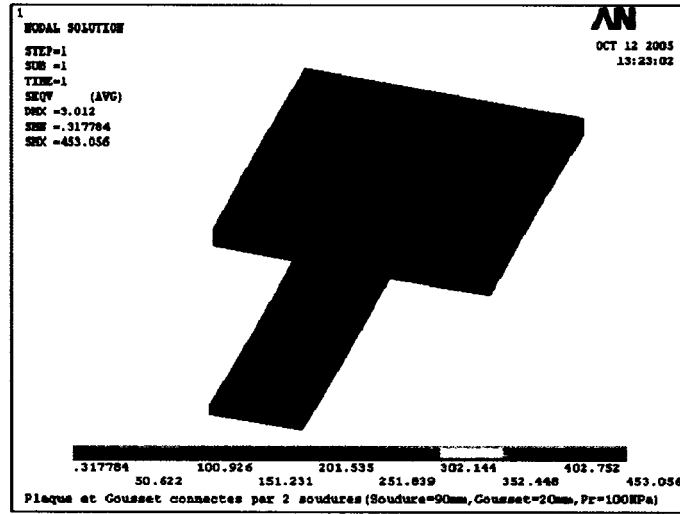
Longueur 87 mm



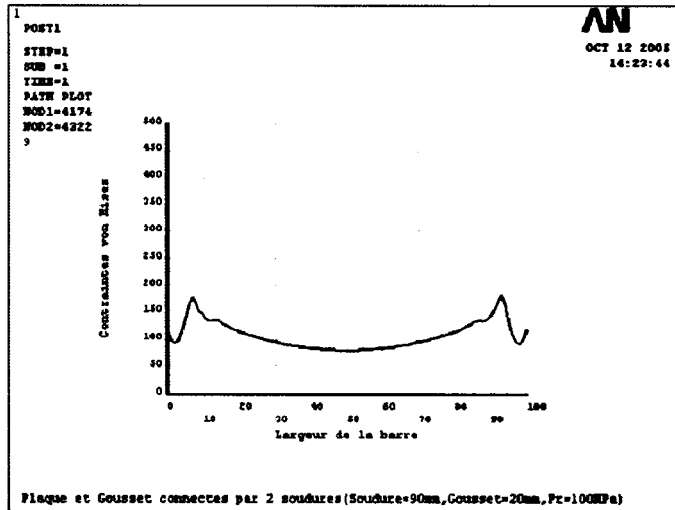
Face inférieure



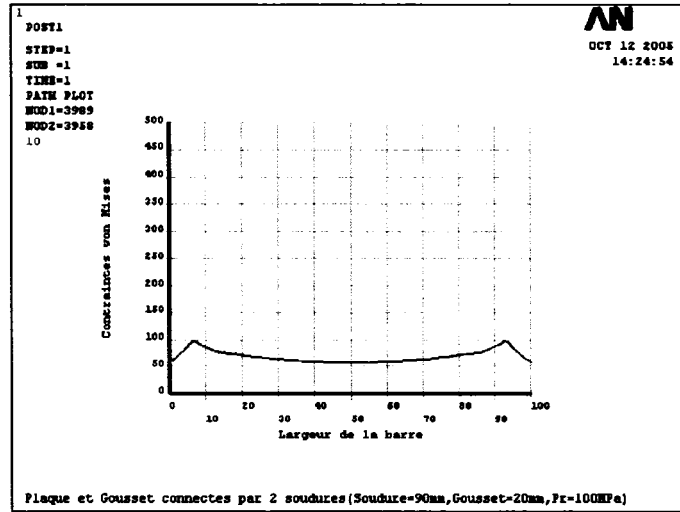
Face supérieure



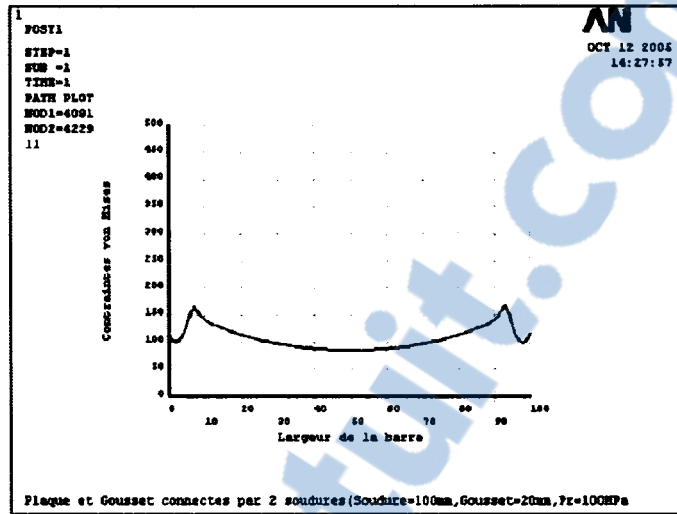
Longueur 90 mm



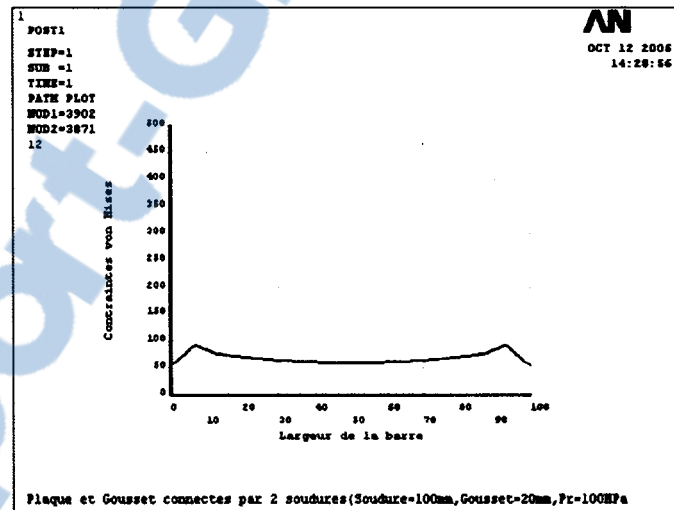
Face inférieure



Face supérieure



Face inférieure (Longueur 100 mm)



Face supérieure (Longueur 100 mm)

## BIBLIOGRAPHIE

Astaneh-Asl, A., Goel, S. C., & Hanson, R. D. (1985). Cyclic Out-of-Plane Buckling of Double-Angle Bracing. *Journal of Structural Engineering*, 111(5), 1135-1153.

Bartels, P. A. (2000a). Net Section Rupture in Tension Members with Connection eccentricity. *West Virginia University*, 110.

Bartels, P. A. (2000b). *Net section rupture in tension members with connection eccentricity*. Unpublished MSCE, West Virginia University.

Bauer, D., & Benaddi, A. (2002). *Décalage en cisaillement dans les cornières jumelées*. Paper presented at the Proceedings of the 30th Annual Conference of the Canadian Society for Civil Engineering, June 5-8 2002, Montreal, Canada.

Bazergui, A., Bui-Quoc, T., Biron, A., McIntyre, G., & Laberge, C. (2002). *Résistance des matériaux* (3<sup>e</sup> ed.). Montréal: Presses internationales Polytechnique.

Butler, L. J., Pal, S., & Kulak, G. L. (1972). Eccentrically Loaded Welded Connections. *ASCE Journal Structural Division*, 98(ST5), 989-1005.

Cheng, J. J. R., Khoo, H.A., Lemenhe, A. (2002). Discussion of Design Provisions of Welded Tension Members in Design Standards. *30e Congrès annuel de la Société canadienne de génie civil, Montréal*.

Cheng, J. J. R., & Kulak, G. L. (2000). Gusset plate connection to round HSS tension members. *Engineering Journal*, 37(4), 133-139.

Cheng, R., Kulak, G. L., & Khoo, H.-A. (1998). Strength of slotted tubular tension members. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 25(6), 982-991.

Cheng, R., Yam, M., & Hu, S. Z. (1994). Elastic Buckling Strength of Gusset Plate Connections. *Journal of Structural Engineering*, 120(2), 538-559.

Conzalez, L. e. E., W. S. (1989). *Investigation of the Shear lag Coefficient for Welded Tension Members* (No. CE/VPI-ST 89/13). Blacksbourg, VA: Virginia Polytechnic Institute and State University.

Davis, R. E., Woodruff, G. B., et Davis, H. E. (1940). Tension tests of large Riveted Joints. *Transactions, ASCE*, 105, 1193-1299.

Easterling, S. W. e. C. G., Liza. (1993). Shear Lag effects in Steel Tension Members. *Engineering Journal/American Institute of Steel Construction*, third quarter, 77-89.



- Epstein, H. I., & D'Aiuto, C. L. (2002). Using moment and axial interaction equations to account for moment and shear lag effects in tension members. *Engineering Journal*, 39(2), 91-99.
- Girard, C. (1995). Étude des effets du décalage en cisaillement sur des assemblages. *Thèse à l'Université Laval*, 117.
- H.C., U. (1998). Shear Lag in Steel Angles, an Application of the South Africa Standards. 162.
- Hildebrand, F. B. (1943). The Exact Solution of Shear-Lag Problems in Flat Panels and Box Beams Assumed Rigid in the Transverse Directions. *Technical Note 894*.
- Kirkham, W., & Miller, T. (2000). Examination of AISC LRFD shear lag design provisions. *Engineering Journal*, 37(3), 83-98.
- Kulak, G. L., & Wu, E. Y. (1997). Shear lag in bolted angle tension members. *Journal of Structural Engineering*, 123(9), 1144-1152.
- Madugula, M. K. S. e. M., S. (1988). Angles in Eccentric Tension. *Journal of Structural Engineering*, 114(10), 2387-2391.
- McGuire, W. (1968a). *Steel Structures*. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall.
- McGuire, W. (1968b). *Steel Structures*. In (pp. 732).
- Munse, W. H., & Chesson, E. J. (1963). Riveted and Bolted Joints: Net Section Design. *Journal of the Structural Division - Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, 89, 107-126.
- Picard, A., & Beaulieu, D. (1991). *Calcul des charpentes d'acier*. Willowdale, Ont.: Institut canadien de la construction en acier.
- Temple, M. C., & Stchyrba, D. (1997). *Bolted double angles in tension*. Paper presented at the Proceedings of the 1997 Annual Conference of the Canadian Society for Civil Engineering. Part 7 (of 7), May 27-30 1997, Sherbrooke, Can.
- Tremblay, R. (2001). Effets du décalage en cisaillement sur la résistance en traction des membrures d'âme de poutrelles à treillis en acier. *Département des génies civil, géologique et des mines, Rapport d'Essais, École Polytechnique*, 179.
- Uzoegbo, H. C. (1998). Shear lag in steel angles: An investigation of the South African Standards. *Journal of Constructional Steel Research Proceedings of the 1998 2nd World Conference on Steel in Construction, May 11-13 1998*, 46(1-3), 162.

Whitmore, R. E. (1952). *Experimental Investigation of Stresses in Gusset Plates, Bulletin No.16*. Knoxville, Tennessee: University of Tennessee.

Yip, S.-M. A. (2000). *Shear lag in bolted cold-formed steel angles and channels in tension*. Unpublished MSc, University of Alberta (Canada).

Yue, W. (1993). Shear lag in bolted single and double angle tension members. *University of Alberta*, 106.