

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE DE L'EFFET DE LA ROTATION DES BRIDES SUR LA FUIITE DES  
ASSEMBLAGES BOULONNÉS MUNIS DE JOINTS D'ÉTANCHÉITÉ

MARWAN EL-RICH  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLOME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)  
JANVIER 2000



National Library  
of Canada

Bibliothèque nationale  
du Canada

Acquisitions and  
Bibliographic Services

Acquisitions et  
services bibliographiques

395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

*Your file* *Votre référence*

*Our file* *Notre référence*

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-53572-X

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE DE L'EFFET DE LA ROTATION DES BRIDES SUR LA FUITE DES  
ASSEMBLAGES BOULONNÉS MUNIS DE JOINTS D'ÉTANCHÉITÉ

présenté par : EL-RICH Marwan

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. MARCHAND Luc, Ph.D, président

M. DERENNE Michel, M.Sc.A, membre et directeur de recherche

M. BOUZID Abdel-Hakim, Ph.D, membre et codirecteur de recherche

M. BAZERGUI André, Ph.D, membre

## DÉDICACE

À mes parents

À ma fiancée Oula

À mes frères et sœurs

À mes grands parents

À tous mes ami(e)s

## REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sein de l'équipe Mécanique Appliquée du département de génie mécanique de l'École Polytechnique de Montréal et précisément au sein du laboratoire d'étanchéité (Tightness Testing and Research Laboratory).

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mes directeurs de recherche, Monsieur Michel Derenne et Monsieur Abdel-Hakim Bouzid pour leur collaboration, leur disponibilité, leur dévouement et leurs judicieux conseils tout au long de cette recherche. Merci encore pour toute l'aide précieuse ainsi que le soutien moral que vous m'avez apportés durant mon mémoire dans une ambiance aussi sympathique que scientifique.

Je tiens aussi à remercier l'ensemble du personnel technique de la section de Mécanique Appliquée dont l'assistance lors de la phase expérimentale de ce projet fut indispensable.

Je tiens aussi à remercier chaleureusement Monsieur Olivier Sakr pour son aide précieuse et ses judicieux conseils.

Mes vifs remerciements s'adressent aussi aux professeurs Luc Marchand et André Bazergui pour avoir bien voulu participer au jury. Également, ma reconnaissance sincère s'adresse au comité PVRC pour le financement de ce projet.

Je remercie très sincèrement tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail et surtout Lamine Kalla, Lyne Saint Georges, Louis Moglo et Warren Brown.

## RÉSUMÉ

Depuis que la recherche a commencé à s'intéresser aux assemblages pressurisés munis de brides boulonnées avec joint, la plupart des travaux de laboratoire réalisés dans ce domaine se sont limités à examiner l'effet sur l'étanchéité de l'assemblage d'une force de compression répartie uniformément sur le joint. Cependant, dans la réalité, les brides de cet assemblage sont flexibles et subissent une rotation plus au moins grande quand les boulons sont serrés lors de l'assemblage initial, lors de la pressurisation du fluide ou bien en cours de fonctionnement quand le joint installé subit des dommages progressifs avec le temps. De cette rotation, il résulte l'apparition d'une contrainte de contact sur le joint non uniforme dans le sens radial de sa largeur.

Le code courant de l'ASME concernant la conception des assemblages à brides boulonnées, traite de l'effet de la rotation par l'utilisation d'une largeur de joint effective. Cette largeur effective ne dépend que de la géométrie du joint et ne prend pas en compte l'effet que peut avoir une rotation variable des brides sur l'étanchéité de l'assemblage. Ce concept, encore utilisé de nos jours de façon plus au moins satisfaisante, n'a pourtant jamais reçu l'attention nécessaire, pour savoir s'il pouvait encore être utilisé tel que quand l'étanchéité de l'assemblage doit être prise en compte.

Donc, le but visé dans ce travail sera l'étude de l'effet de la distribution radiale non uniforme de la contrainte sur le joint due à la rotation de la bride sur le comportement de la fuite dans le cas des joints en feuilles et des joints métalloplastiques. Cette étude comporte simultanément une étude expérimentale et une étude numérique par la méthode des éléments finis. Pour mieux atteindre l'objectif, une attention particulière va être mise sur l'applicabilité du concept de la largeur effective du joint en considérant cette fois sa variation avec la flexibilité de la bride.

## ABSTRACT

Over the past years considerable research efforts have been devoted to the study of structural integrity performance of bolted joints while no particular attention was paid to the complex leakage behavior of the gasket. With working conditions becoming more and more severe due to increasing performance and efficiency demands, it is evident that bolted flanged joints require rigorous analysis for both structural integrity and leakage performance.

The current ASME code flange design addresses flange rotation by introducing the concept of an effective gasket width in the calculation of bolt load instead of the full gasket contact width. Although this approach is widely accepted and works satisfactorily when the leakage of a joint is not a design criterion, it has no theoretical or fundamental basis and, above all, has not been verified experimentally. With the new design rules introduced into account for the tightness behavior of a joint and based on the new gasket constants obtained from room temperature tightness (ROTT) tests conducted on rigid platens, there is a need to reconsider and verify the validity of the gasket width concept.

The main objective of this work is to investigate the effect of the non-uniform gasket contact stress due to flange rotation on the leakage behavior of sheet and metallic gasket materials.

Both experimental and numerical investigations will be carried out to quantify this effect. Particular attention will be focused on the applicability of the effective width concept and its variation with flange flexibility and load.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE .....	iv
REMERCIEMENTS.....	v
RÉSUMÉ .....	vi
ABSTRACT.....	vii
TABLE DES MATIÈRES .....	viii
LISTE DES FIGURES .....	xi
LISTE DES TABLEAUX.....	xv
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	xvi
LISTE DES ANNEXES .....	xvii
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE ET APPROCHE DU CODE ASME .....	9
1.1 Revue bibliographique .....	9
1.1.1 Revue des études précédentes .....	9
1.2 Approche du code ASME .....	12
1.2.1 Méthode traditionnelle .....	13
1.2.2 Méthode nouvelle de calcul .....	14
CHAPITRE II : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE .....	15
2.1 Présentation.....	15
2.2 Protocole d'essais.....	15

2.3 Le montage expérimental.....	17
2.3.1 L'essai normalisé à brides boulonnées .....	17
2.3.1.1 La bride utilisée.....	17
2.3.1.2 Serrage et mise en pression de la bride .....	19
2.3.1.3 La mesure des fuites.....	22
2.3.1.4 Le système d'acquisition.....	23
2.3.2 L'essai sur plateaux rigides (ROTT).....	24
2.3.2.1 Présentation du banc d'essai .....	24
2.3.2.2 Principe de fonctionnement .....	25
2.3.2.3 Techniques de mesure de fuites .....	25
2.4 Méthodologie de mesure de fuite.....	26
2.5 Conditions d'essai et nombre de tests.....	27
2.6 Validation et analyse des résultats .....	28
2.7 Comparaison de la fuite entre différents types de joint .....	29
2.7.1 Analyse des résultats de fuite obtenus avec le banc d'essai à plateaux rigides .....	29
2.7.2 Analyse des résultats de fuite obtenus avec la bride réelle (avec rotation) .....	31
2.7.3 Comparaison entre les fuites de différents types de joint .....	36
2.8 Synthèse .....	38
CHAPITRE III : ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS .....	39
3.1 Objectif de l'étude.....	39
3.2 Définition du modèle d'éléments finis.....	39
3.2.1 Modélisation de la bride.....	39
3.2.2 Modélisation du joint .....	40
3.3 Distribution de la contrainte de contact du joint .....	42
3.3.1 Influence de la friction entre la bride et le plateau de chargement .....	43
3.3.2 Influence de la largeur du joint utilisé .....	44

3.4 Rotation de la bride et vérification du modèle d'éléments finis .....	46
3.4.1 Influence de la friction et de la largeur du joint.....	46
3.4.2 Rotation de la bride : Vérification du modèle d'éléments finis .....	48
3.5 Rotation de la face surélevée de la bride .....	53
3.6 Distribution radiale de la contrainte de compression sur le joint.....	58
3.7 Écrasement du joint.....	62
3.8 Influence de la rotation de la bride sur la fuite .....	66
CHAPITRE IV : PERFORMANCE DES MODES DE CALCUL .....	71
4.1 Introduction .....	71
4.2 Calcul de la largeur effective des joints.....	72
4.2.1 Méthode traditionnelle du code de l'ASME .....	72
4.2.2 Nouvelle méthode du code de l'ASME .....	72
4.2.3 Nouvelle méthode proposée pour le calcul de la largeur effective .....	73
4.2.4 Le joint en feuilles d'amiante de type (A9) .....	76
4.2.5 Le joint en feuilles de graphite de type (G2) .....	77
4.2.6 Le joint métalloplastique de type (DJ).....	79
4.3 Synthèse .....	80
CONCLUSION.....	81
RÉFÉRENCES .....	86
ANNEXES.....	91

## LISTE DES FIGURES

Figure 0.1	Éléments constituant une bride boulonnée (Bouzid 1994) .....	3
Figure 0.2	Différents types d'assemblage à bride boulonnée (Bouzid 1994) .....	5
Figure 2.1	Banc à plateaux rigides .....	17
Figure 2.2	Montage avec brides flexibles .....	19
Figure 2.3	Bride employée .....	20
Figure 2.4	Circuit de mis en pression .....	22
Figure 2.5	Fuites mesurées sur le banc à plateaux rigides pour les différents joints...31	
Figure 2.6	Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint (DJ).....34	
Figure 2.7	Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint (G2) .....	35
Figure 2.8	Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint (G2) .....	35
Figure 2.9	Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint (A9) .....	36
Figure 2.10	Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint (A9) .....	36
Figure 2.11	Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9).....38	

Figure 2.12	Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (G2).....	39
Figure 3.1	Modèle axisymétrique des éléments finis .....	42
Figure 3.2	Comportement non linéaire du joint .....	43
Figure 3.3	Influence de la friction sur la distribution de la contrainte sur le joint .....	44
Figure 3.4	Influence de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte sur le joint.....	46
Figure 3.5	Influence de la friction sur la rotation de la face surélevée.....	47
Figure 3.6	Influence de la largeur du joint sur la rotation de la face surélevée.....	48
Figure 3.7	Rotation de la bride en fonction de la contrainte moyenne.....	51
Figure 3.8	Rotation de la bride en fonction de la contrainte moyenne.....	51
Figure 3.9	Rotation de la bride en fonction de la contrainte moyenne.....	52
Figure 3.10	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs .....	52
Figure 3.11	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs .....	53
Figure 3.12	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs .....	53
Figure 3.13	Rotation de la face surélevée en fonction de la contrainte moyenne .....	56

Figure 3.14	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs.....	56
Figure 3.15	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs.....	57
Figure 3.16	Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs.....	57
Figure 3.17	Déplacement axial de la face surélevée en fonction de sa largeur.....	58
Figure 3.18	Déplacement axial de la face surélevée pour différentes épaisseurs.....	58
Figure 3.19	Distribution radiale de la contrainte sur le joint (A9).....	60
Figure 3.20	Distribution radiale de la contrainte sur les joints (A9) et (G2).....	61
Figure 3.21	Distribution radiale de la contrainte sur le joint (G2).....	61
Figure 3.22	Distribution radiale de la contrainte sur le joint (A9).....	62
Figure 3.23	Distribution radiale de la contrainte sur le joint (DJ).....	62
Figure 3.24	Écrasement du joint (A9) en fonction du rapport de sa largeur.....	64
Figure 3.25	Écrasement des joints (A9) et (G2).....	64
Figure 3.26	Écrasement du joint (A9) pour les différentes épaisseurs de bride.....	65
Figure 3.27	Écrasement du joint (G2) pour les différentes épaisseurs de bride.....	65
Figure 3.28	Écrasement du joint (DJ) en fonction du rapport de sa largeur.....	66

Figure 3.29	Contrainte moyenne en fonction du taux de fuite pour le joint (A9).....	68
Figure 3.30	Contrainte moyenne en fonction du taux de fuite pour le joint (G2).....	68
Figure 3.31	Contrainte moyenne en fonction du taux de fuite pour le joint (DJ).....	69
Figure 3.32	Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite.....	69
Figure 3.33	Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite.....	70
Figure 3.34	Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite.....	70
Figure 4.1	Rapport de la nouvelle largeur effective $w$ en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9).....	77
Figure 4.2	Rapport de la nouvelle largeur effective $w$ en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (G2).....	78
Figure 4.3	Rapport de la nouvelle largeur effective $w$ en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (DJ).....	80

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Protocole d'essai .....28

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ABAQUS	logiciel de calcul par éléments finis
ASME	American Society of Mechanical Engineers, société américaine des ingénieurs en mécanique
A9	joint en feuilles à base de fibres d'amiante
$A_g$	surface réelle du joint
$A_{ge}$	surface effective du joint
b	largeur effective du joint (méthode traditionnelle), pouce
$b_0$	largeur d'assise du joint (méthode traditionnelle), pouce
B22	élément poutre quadratique à 3 nœuds dans le plan
CAX8R	élément axisymétrique biquadratique quadrilatéral à 8 nœuds avec intégration réduite
DJ	Double Jacketed ; joint formé d'une enveloppe métallique
F	force de boulonnage
G	diamètre du cercle de la réaction du joint, pouce
$G'$	diamètre du cercle de la réaction du joint, pouce
GKAX6	élément joint axisymétrique à 6 nœuds
G2	joint en graphite renforcé de métal
HP 34970 A	Hewlett Packard ; système d'acquisition de données
ISL22A	élément axisymétrique à 3 nœuds utilisé avec éléments axisymétrique de second ordre
m	niveau de compression minimale
MKS	contrôleur de pression
n	largeur effective du joint (nouvelle méthode), pouce
$n_0$	largeur d'assise du joint (nouvelle méthode), pouce
N	largeur réelle de contact du joint, pouce
p	pression d'opération, MPa

$P^*$	pression standard, 0.1013 MPa
$P_f$	pression finale du circuit de mesure de fuite, Pa
$P_i$	pression initiale du circuit de mesure de fuite, Pa
ROTT	ROom Tightness Test ; essai d'étanchéité à température ambiante
$S_{geq}$	contrainte équivalente sur le joint pour avoir la même fuite, MPa
$S_{gm}$	contrainte moyenne sur le joint, MPa
$S_{gnom}$	contrainte nominale appliquée sur le joint, MPa
$t$	temps, s
$T$	température standard, 20 °C ou 293.15 °K
$T_f$	température finale du circuit de mesure de fuite, °C
$T_i$	température initiale du circuit de mesure de fuite, °C
$V_f$	volume final du circuit de mesure de fuite, m <sup>3</sup>
$V_i$	volume initial du circuit de mesure de fuite, m <sup>3</sup>
$w$	largeur effective estimée du joint, pouce
$W_{m1}$	chargement nécessaire sur les boulons en opération, livre
$W_{m2}$	chargement nécessaire sur les boulons pour l'assise du joint, livre
$y$	contrainte minimale pour assurer l'assise du joint, MPa

## LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A	Comparaison des taux de fuites de deux bancs d'essai.....	92
ANNEXE B	Déplacement axial de la face surélevée de la bride et contrainte équivalente pour avoir la même fuite sur le joint.....	97
ANNEXE C	Nouvelle largeur effective du joint .....	102

# INTRODUCTION

## Généralités

Les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité sont les systèmes les plus répandus de raccordement entre les différents composants des réservoirs sous pression. Leurs domaines d'application sont très variés puisqu'ils sont utilisés dans la plupart des industries, notamment les industries chimiques, pétrochimiques et nucléaires. Nous les trouvons dans les systèmes de tuyauterie, les échangeurs de chaleur, les générateurs de vapeur, les turbines, les compresseurs, etc.. Les assemblages à brides boulonnées permettent le montage et le démontage lors de l'installation, de l'entretien et de l'inspection de ces équipements.

Pendant plusieurs années, la conception de ces assemblages à brides s'est faite du point de vue de leur intégrité mécanique sans attacher d'intérêt particulier à l'étanchéité que le joint installé entre les brides doit assurer.

Du point de vue industriel et commercial, le problème d'étanchéité des joints peut-être traité selon deux approches différentes. La sévérité des lois sur la sécurité et les normes de protection de l'environnement a obligé les entreprises concernées, d'une part à contrôler les émissions sur les sites industriels et d'autre part à assurer la résistance des installations au cours de situations accidentelles.

Un meilleur contrôle de l'étanchéité peut générer des économies très importantes en évitant tout arrêt imprévu de la production des produits fabriqués et une minimisation des pertes. De plus, la connaissance de la durée de vie des assemblages pressurisés présents sur les sites industriels permet de mieux planifier les programmes d'inspection et de maintenance à effectuer. Une fuite même minime, peut dans certaines circonstances

avoir des conséquences coûteuses; elle peut déclencher un feu, une explosion ou être aussi la cause de graves catastrophes comme la contamination de la population environnante.

Du point de vue recherche scientifique, les tests effectués dans les laboratoires d'étanchéité sur les assemblages étanches ont deux grands buts. Le premier est de caractériser leur comportement, afin de mieux choisir les produits les plus appropriés. Le deuxième est de transférer les résultats de laboratoire dans la réalité industrielle, c'est-à-dire de passer de conditions idéalisées aux conditions réelles de fonctionnement.

À cause de la grande diversité dans les types et les dimensions des joints utilisés sur sites industriels, les codes de calcul se basent sur des essais effectués en laboratoires. L'exploitation des résultats obtenus dans ces tests permettra de passer des conditions idéales aux conditions plus réelles rencontrées sur les sites industriels.

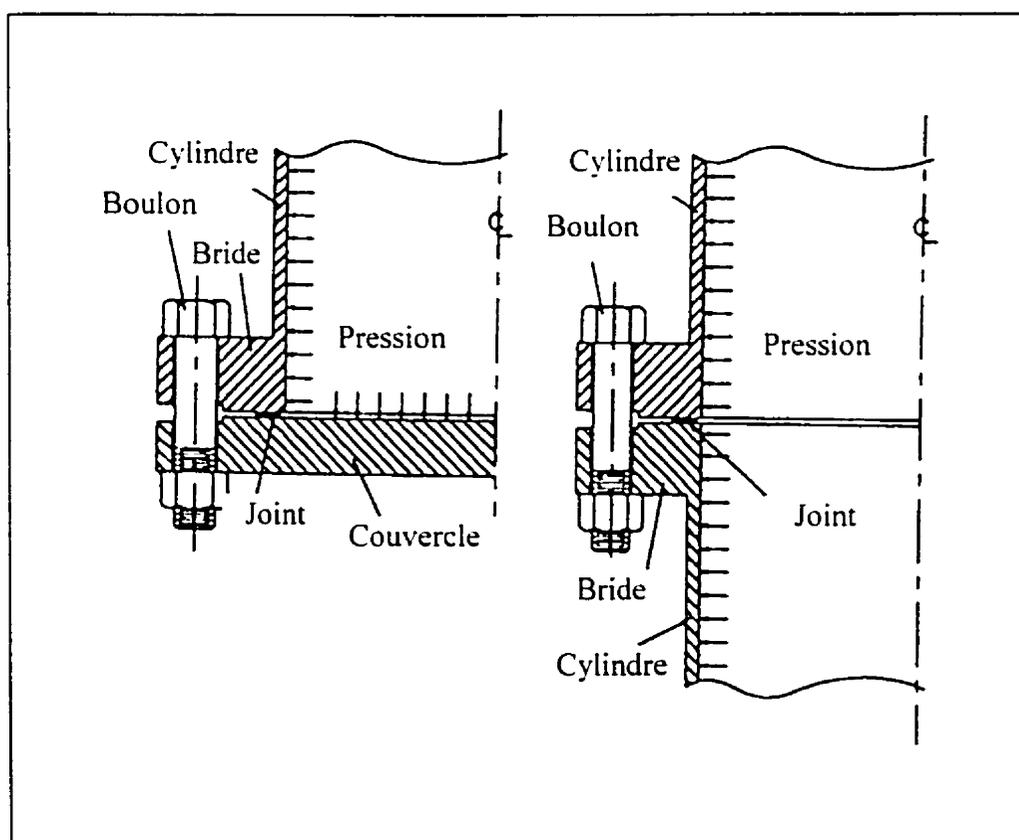
## **Définitions générales**

### **Brides boulonnées**

Les brides boulonnées sont utilisées dans les réservoirs sous pression, les échangeurs de chaleur et la tuyauterie. La majorité de ces brides est conçue à partir des spécifications prescrites dans les standards comme ASME/ANSI B16.5 et d'autres codes selon les pays. Ces standards ne tiennent généralement pas compte de façon explicite ni du comportement du joint d'étanchéité ni de la flexibilité des boulons et de la bride. Ils proviennent souvent de l'expérience, des tests et des calculs faits à l'intérieur de certaines industries spécifiques. Lorsque ces brides standardisées ne sont plus appropriées aux circonstances, des analyses spécifiques sont requises lors de la conception. Bien que, la section VIII du code de l'ASME fournisse les règles de conception pour les brides, une

brève introduction pour comprendre les différents aspects des brides boulonnées est nécessaire avant d'entamer le but principal de cette étude.

Un assemblage à brides boulonnées est constitué de cinq éléments indépendants qui sont: les boulons (bolt), le joint d'étanchéité ou garniture (gasket), la bride (flange) et le tuyau (cylinder) et parfois un couvercle (end closure) comme le montre la figure 0.1.



**Figure 0.1** Éléments constituant une bride boulonnée (Bouzid 1994)

Il existe plusieurs types d'assemblage à brides boulonnées dont les plus utilisés sont ceux présentés à la figure 0.2, notamment la bride à face surélevée, la bride avec contact métal à métal et la bride à surface plate. Dans les différents assemblages à brides

boulonnées, chaque élément peut changer légèrement de forme mais garde néanmoins sa fonction de base et apporte sa contribution à la performance du joint.

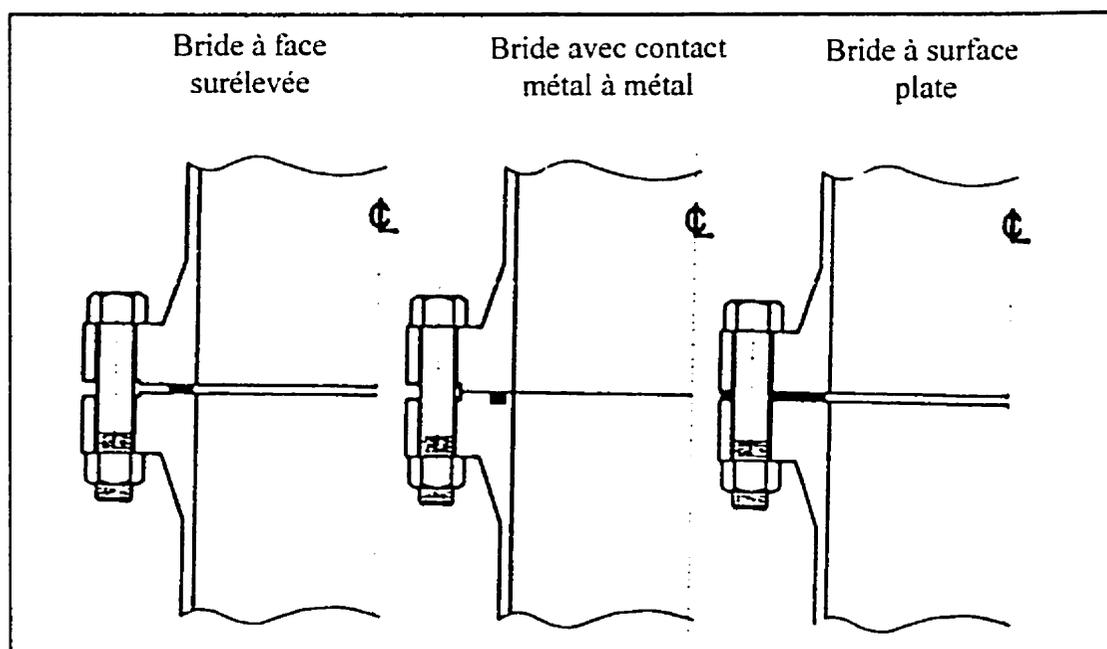
Les boulons sont utilisés pour assurer le montage et le démontage du joint pendant sa durée de vie. Ils favorisent un accès facile pour la maintenance et l'inspection. De plus, ils sont requis pour maintenir également une pression sur le joint d'étanchéité afin que ce dernier assure correctement sa fonction d'étanchéité.

La bride est placée au bout du cylindre dans le but de faciliter le logement des boulons et du joint d'étanchéité au presserage comme en opération sous pression. Une rotation de la bride peut se produire dans ces deux cas. Cette rotation est causée par la tension des boulons et les forces externes (force axiale et moment de flexion) et complique d'une façon significative l'étude du comportement du joint d'étanchéité.

Le joint (garniture) est placé entre les deux brides, et une fois comprimé, empêche la fuite du fluide pressurisé. La contrainte minimale de compression qui permet au joint de jouer ce rôle est appelée contrainte d'assise et est représentée par la lettre 'y' dans le code de l'ASME.

De plus, un niveau de contrainte minimal, proportionnel à la pression du fluide, doit être maintenu sur le joint d'étanchéité en tout temps. Ce coefficient de proportionnalité est désigné par la lettre 'm' dans le code de l'ASME.

Les coefficients 'y' et 'm' varient en fonction de type de joint d'étanchéité. À noter que de nouveaux paramètres de design du joint, basés sur l'étanchéité, sont présentement à l'étude par les comités du code de l'ASME.



**Figure 0.2** Différents types d'assemblage à bride boulonnée (Bouzid 1994)

### But de l'étude

Les travaux effectués en Amérique du Nord, en Europe et au Japon sur les assemblages à bride boulonnée munis de joints d'étanchéité, ont montré que la rotation des brides due au boulonnage peut avoir un effet bénéfique sur la performance de certains types de joints. En effet, cette rotation engendre un écrasement progressif du joint, ce qui génère une distribution non uniforme de la contrainte de compression qui se développe sur le joint. Cette contrainte est plus grande à la périphérie extérieure du joint que celle développée au niveau du diamètre intérieur, ce qui augmente l'étanchéité de certains types de joints à feuilles [1, 2, 3, 4].

Le présent travail consiste donc à étudier l'effet de la rotation des brides boulonnées due à la flexibilité des celles-ci sur le comportement de la fuite de

l'assemblage. Le thème est d'importance compte tenu de la différence entre les conditions réelles sur le site et celles utilisées lors d'essais en laboratoire avec des plateaux rigides.

En effet, parmi les essais de laboratoire en cours de normalisation, l'essai (ROTT) permet de caractériser l'étanchéité à l'hélium des joints à température ambiante. Il s'effectue sur des joints aux dimensions normalisées (NPS 4"), en utilisant des plateaux hydrauliques rigides pour comprimer le joint, ce qui n'induit pas d'effet de rotation. Ces conditions d'essai sont différentes de celles rencontrées sur les sites industriels. Cela nécessite donc la mise en place de corrections afin de tenir compte de l'effet de la rotation des brides sur la fuite qui se produit dans l'assemblage.

Pour tenir compte de l'effet de rotation, il y a plus de cinquante ans, le code de l'ASME a introduit le principe d'une largeur effective de joint pour faire la conception des assemblages à bride boulonnée et plus spécialement dans les règles de calcul de la charge à appliquer dans la boulonnerie en utilisant les coefficients du joint, 'm' et 'y' pour assurer l'intégrité mécanique de l'assemblage au moment de son installation et en cours de fonctionnement.

Depuis une dizaine d'années, de nouvelles règles de calcul qui utilisent de nouvelles constantes de joint basées cette fois sur le principe de l'étanchéité, font appel aussi au concept de largeur effective du joint.

Dans les anciennes comme dans les nouvelles règles, la largeur effective est définie de façon empirique, sans support théorique ni expérimental. Ainsi, une définition plus scientifique de la largeur effective d'un joint, basée sur le fait que la rotation des brides augmente l'étanchéité de l'assemblage est nécessaire pour faire une conception plus optimale des assemblages pressurisés.

Le présent document sera donc organisé autour de différents points. Tout d'abord, les précédents travaux traitant du problème de la rotation de bride et de son influence sur l'étanchéité du joint seront présentés. Par la suite, la manière dont le problème sera abordé ainsi que le principe de l'étude réalisée seront précisés. Les différents résultats théoriques et expérimentaux obtenus seront ensuite détaillés. Enfin, nous verrons comment tenir compte de cet effet sur le principe de la largeur effective du joint existant dans le code courant de l'ASME. Il est très important à noter que l'étude envisagée ne concerne que la phase de l'écrasement initial du joint.

### **Principes généraux de l'étude**

La non uniformité de la distribution radiale de la contrainte de compression sur le joint est causée par la rotation des brides de l'assemblage lors du serrage des boulons et de la pressuration. Plusieurs tentatives ont été faites afin de mesurer la distribution de la contrainte sur le joint à l'aide de capteurs en feuilles insérées entre le joint et les brides (Lavolette et al. [5]). Les capteurs utilisés ne sont pas assez fiables pour donner une mesure précise de la contrainte sur le joint. Cependant, les résultats obtenus montrent que la distribution radiale de la contrainte développée sur le joint n'est pas uniforme. Actuellement, au sein du laboratoire d'étanchéité TTRL, de nouveaux capteurs servant à mesurer d'une façon plus précise la contrainte sur le joint, sont en développement et ne sont pas encore utilisables.

Comme il n'existe donc aucun moyen expérimental suffisamment précis pour mesurer la distribution de la contrainte développée sur le joint, l'utilisation de méthodes numériques devient essentielle. Les méthodes par éléments finis sont devenues des outils très performants qui simulent d'une manière très satisfaisante la réalité. Également, des solutions analytiques basées sur la théorie tridimensionnelle de l'élasticité ont été développées (Sawa et al. 1991; Bouzid et Derenne, 1999).

L'utilisation de la méthode par éléments finis ou de méthodes analytiques nécessite le développement des modèles appropriés à cet effet qui simulent adéquatement la réalité. Ces modèles doivent être vérifiés et validés par des études expérimentales. Dans notre étude, la distribution de la contrainte sur le joint due à la rotation de la bride, sera validée indirectement en comparant les rotations mesurées expérimentalement avec celles calculées numériquement.

## CHAPITRE I

### REVUE BIBLIOGRAPHIQUE ET APPROCHES DU CODE ASME

#### 1.1 Revue bibliographique

##### 1.1.1 Revue des études précédentes

Depuis de nombreuses années, certains chercheurs ont étudié l'effet possible de la rotation de la bride sur le comportement du joint d'étanchéité et notamment sur son étanchéité. En 1982, Marchand [4] dans son mémoire de maîtrise intitulé '*Effet de la rotation de brides sur l'étanchéité des joints spiralés*', a fait une recherche bibliographique très riche. Il a cité toute la recherche et tous les travaux entrepris depuis que le problème de rotation des brides a attiré l'attention des travaux de recherche. Il a mentionné qu'en 1936, Gough [6] a suggéré d'étudier l'effet de la flexion de la bride sur l'étanchéité du joint. Il a testé lui-même certains types de brides. En 1938, Rossheim [7] a mesuré sur deux échangeurs de chaleur les angles de rotation des brides en fonction de la charge dans les boulons et la pression interne. À son tour, Kock [8] en 1950, a proposé d'étudier l'effet de la rigidité des brides sur la pression de fuite. En 1950, Rossheim [9] et Westrom [10] ont suggéré l'étude de l'effet de la rotation de la bride sur le facteur 'm' du code ASME.

En 1959, Donald [11] a mesuré l'accroissement de l'angle de rotation d'une bride sous l'influence de la pression interne en utilisant différentes épaisseurs de joints d'amiante. Cette rotation a été calculée à partir de la flexion des boulons en calculant la différence de longueur intérieure et extérieure du boulon. Il a comparé ses mesures expérimentales avec celles calculées par la théorie de Westrom et Bergh (1951). Il a

conclu que la charge dans les boulons peut aussi bien augmenter que diminuer, lorsque le vaisseau est pressurisé indépendamment de la géométrie de la bride et du type de joint utilisé. Il a mentionné que cette variation de la charge n'a pas d'effet sur l'étanchéité du joint. Puis en 1961, Dudley [12] a combiné les effets de la température et de la pression interne pour calculer la rotation de la bride pour trois types de joints dont un joint spiralé SWA. Pour des conditions réalistes d'utilisation, des rotations permanentes de  $0,2^\circ$  à  $0,25^\circ$  de la face de chaque bride sont rapportées.

En 1970, Van den Hoogen [13] a mentionné dans un rapport de prédiction de l'étanchéité des brides de grand diamètre, que l'insuccès des joints d'étanchéité pour des brides de grand diamètre est dû essentiellement à l'augmentation relativement importante de l'angle de rotation de la bride sous l'effet de la pression. C. Ruiz [14], dans une publication de 1976 de l'ASME a décrit la rotation des brides boulonnées sous l'effet combiné du serrage des boulons et de la pression interne. Il a notamment mentionné que le joint prend alors une forme de coin qui contribue au scellement du joint. En 1977, Swick [15] a développé une méthode pour calculer la nouvelle pression de fuite lorsqu'une bride subit une augmentation de son angle de rotation causée par la pression interne. Il a calculé la rotation de la bride en considérant la flexibilité de la bride, le joint et les boulons. Eaton [16] en 1979, a mentionné dans une lettre au ' Subcommittee of Bolted Flanged Connection of the Pressure Vessel Research Committee ' que le code ASME a tenté de prendre en compte que le joint ne scelle pas sur toute sa largeur lorsque les brides sont soumises à la rotation; ce qui permet d'établir le concept de largeur effective des joints. Également, Winter [17] en 1980, a signalé après analyse des résultats expérimentaux obtenus d'un assemblage de grand diamètre muni d'un joint spiralé, que la rotation des brides induite par le presserrage des boulons, la pressurisation et les chocs thermiques pouvait conduire à un écrasement excessif du joint au niveau de son diamètre extérieur et qu'il était nécessaire de faire une étude de l'effet de la rotation des brides sur l'étanchéité des joints. Également Payne [18] en 1981, a aussi estimé qu'une étude de l'influence de la rotation des brides sur l'étanchéité est nécessaire.

Comme il a été mentionné auparavant, le phénomène de la rotation de la bride cause d'une manière directe et évidente la non uniformité de la distribution radiale de la contrainte sur le joint. Il est donc intéressant de revoir les travaux antérieurs de recherche touchant à l'analyse de la contrainte sur le joint et plus précisément à sa distribution le long de la largeur du joint.

Étant donné l'impossibilité de mesurer directement cette distribution radiale de contrainte, Sawa [19], [20], [21], [22], [23], [24] et [25], dans ses études qui sont essentiellement analytiques et numériques, a considéré le problème comme étant axisymétrique tridimensionnel pour l'analyse de la contrainte sur le joint. En remplaçant la bride et le joint par deux cylindres creux et en utilisant la théorie de l'élasticité, a trouvé que la distribution radiale de la contrainte sur le joint n'est pas uniforme dans sa largeur. Martens [26] en 1994, dans une étude par éléments finis menée sur un joint spiralé, faite pour la réparation d'une bride dans un échangeur de chaleur, a trouvé que la distribution de la contrainte sur le joint n'était pas uniforme. Une autre étude axisymétrique par éléments finis et une étude analytique utilisant le programme Super Flange (Bouzid 1994) ont aussi donné une distribution de contrainte non uniforme sur le joint, et bien que le comportement non linéaire du joint ni le contact entre la bride et le joint n'aient été pris en compte [2]. Récemment, Bouzid en 1999 [27], a amélioré son modèle analytique en introduisant le comportement non linéaire du joint d'étanchéité. En plus, en 1996, Bartonicek et al. [28], dans une analyse des nouveaux standards Européens du calcul des brides boulonnées de type DIN, ont conclu, à partir d'un calcul linéaire et élastique, que les angles résultants de la rotation des brides peuvent être très grands, ce qui peut causer la perte de contact entre le joint et la bride. Ceci a nécessité, par conséquent, une limitation de la rotation des brides dans la base de ses calculs. De plus, ils ont indiqué que la distribution locale de la contrainte sur le joint dans la direction radiale n'est pas uniforme, mais que celle dans la direction circonférentielle demeure relativement constante. En 1998, Tae-Woan et al. [29], dans une analyse par éléments

finis d'un équipement d'énergie nucléaire, ont confirmé que la pression de contact est maximum au diamètre extérieur du joint et diminue vers l'intérieur dans la direction radiale. Cette variation n'était pas significative dans la direction circonférentielle.

Finalement en 1996, Laviolette et al. [5], dans une étude expérimentale sur le comportement mécanique d'un assemblage à brides boulonnées soumis à un moment de flexion, ont mentionné qu'une distribution de contrainte non uniforme sur le joint due aux forces de cisaillement et aux moments de flexion peut causer une grosse fuite locale. Ces auteurs ont pu mesurer la distribution de la contrainte sur le joint à l'aide de capteurs en feuilles insérés entre le joint et les brides.

## 1.2 Approche du code ASME

Le code de l'ASME concernant le design des brides traite de la rotation de celles-ci par l'introduction du principe de la largeur effective du joint à la place de sa largeur réelle de contact.

Selon les règles traditionnelles du code basées sur des formules empiriques issues des investigations expérimentales limitées, la largeur effective,  $b$ , a été introduite dans le calcul de la charge à appliquer dans les boulons pour assurer l'assise du joint comme montre l'équation (1)

$$W_{m2} = \pi G b y \quad (1)$$

où  $y$  est la contrainte d'assise du joint

De même, le chargement des boulons en opération montré à l'équation (2), est basé sur la valeur  $2b$

$$W_{ml} = 2b\pi Gmp + \pi G^2 p \quad (2)$$

où  $m$  est le niveau de compression minimale qui doit être maintenu sur le joint en tout temps pour assurer la bonne étanchéité.

Les règles traditionnelles du code ne tiennent pas compte de la flexibilité de l'assemblage boulonné et du joint d'étanchéité testé comme mentionné auparavant.

Contrairement aux règles traditionnelles, les nouvelles règles de calcul proposées dans le code sont basées sur le principe de l'étanchéité [30]. Elles introduisent la largeur effective par des formules empiriques consistantes avec celles des anciennes règles du code. Elles aussi ne tiennent pas compte de la flexibilité des assemblages boulonnés et des joints testés. Ces nouvelles règles utilisent des nouvelles constantes obtenues expérimentalement à partir des tests menés sur un banc d'essais standard (ROTT) à plateaux rigides.

### 1.2.1 Méthode traditionnelle

La largeur effective,  $b$ , du joint d'étanchéité est introduit dans le calcul de la force de serrage des boulons à la place de la largeur réelle de contact  $N$  (Appendix 2, Section VIII, Div.1) [31].

Cette largeur effective est donnée par les relations empiriques

$$b = b_0 \quad \text{pour} \quad b_0 \leq 1/4'' \text{ (6,35mm)} \quad (3)$$

$$b = \sqrt{b_0} / 2 \quad \text{pour} \quad b_0 > 1/4'' \text{ (6,35mm)} \quad (4)$$

Où  $b_0$  est la largeur d'assise du joint et est égale à la moitié de la largeur de contact  $N$  pour les joints plats.

Il n'y a jamais eu de publications indiquant la provenance de ces relations. Rossheim et Markel [32], qui semblent être les premiers innovateurs, ont déclaré que peu de tests ont été menés spécialement afin d'évaluer l'effet de la largeur effective, même dans le cas des joints de grande largeur, qui sont souvent utilisés pour les applications à basse pression.

### 1.2.2 Méthode nouvelle de calcul

Des relations similaires à celles données dans l'ancien code sont utilisées pour le calcul de la largeur effective,  $n$ .

$$n = n_0 \quad \text{pour} \quad n_0 \leq 1/2 \text{ in. (12.7mm)} \quad (5)$$

$$n = \sqrt{(n_0 / 2)} \quad \text{pour} \quad n_0 \geq 1/2 \text{ in. (12.7mm)} \quad (6)$$

Où  $n_0$  est la nouvelle largeur d'assise du joint et est égale cette fois à la largeur de contact  $N$  pour les joint plats. Le concept de la nouvelle largeur,  $n$ , du joint est similaire à celui utilisé avec la méthode traditionnelle.

Le concept de la largeur effective, que ce soit dans l'ancienne où la nouvelle méthode de calcul n'a jamais été vérifié, ni analytiquement ni expérimentalement. Il devrait cependant être validé de nos jours, spécialement pour les nouvelles gammes de joints développées récemment.

## CHAPITRE II

### ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

#### 2.1 Présentation

Le but principal de l'étude expérimentale sera d'exploiter l'effet de la rotation des brides sur la fuite d'un assemblage pressurisé. Elle permettra de valider le modèle de l'assemblage fait par éléments finis qui servira au chapitre III à estimer la variation radiale de la contrainte de compression sur le joint. Cette étude sera menée avec deux bancs d'essais différents. Le premier banc d'essai est le banc ROTT [34] utilisé au sein du laboratoire d'étanchéité TTRL à l'École Polytechnique de Montréal (figure 2.1). C'est un banc d'essai avec deux plateaux rigides qui ne permettent aucune rotation lors du serrage et de la pressurisation. Par contre, le deuxième banc d'essais est muni de brides réelles flexibles. Les deux bancs d'essais seront décrits séparément.

#### 2.2 Protocole d'essai

Tout l'enjeu des essais réalisés était de parvenir à couvrir l'éventail des rotations de brides dans les différents types d'assemblage. Pour éviter de tester de nombreux assemblages, nous avons fait varier la rotation des brides du montage de laboratoire en usinant l'épaisseur des brides et en appliquant plusieurs niveaux de serrage des boulons et plusieurs pressions de fluide. C'est dans cette optique que quatre épaisseurs de brides ont été déterminées. Les épaisseurs sont : 38,1 mm (1,50") (l'épaisseur normalisée), 31,75 mm (1,25"), 25,4 mm (1,00") et 19,05 mm (0,75"). Un choix de cinq niveaux de contrainte appliqués sur les joints allant de 17 MPa (2500 psi) à 103 MPa (15000 psi) a été fait. De plus, les trois joints définis précédemment ont été pressurisés sous trois

niveaux de pression interne qui sont 1,379 MPa (200 psig), 2,758 MPa (400 psig) et 5,517 MPa (800 psig).

Pour examiner l'effet du type du joint sur la rotation, un joint en feuille d'amiante de type (A9) et un autre joint en feuille de graphite de type (G2) ont été choisis. Également, un joint métalloplastique de type Double Jacketed (DJ) a été testé. Ces joints ont été testés pour les fuites avec le banc d'essai à plateaux rigides et avec le montage à brides flexibles. De plus, la rotation des brides flexibles a été mesurée dans le cas du montage à brides flexibles.

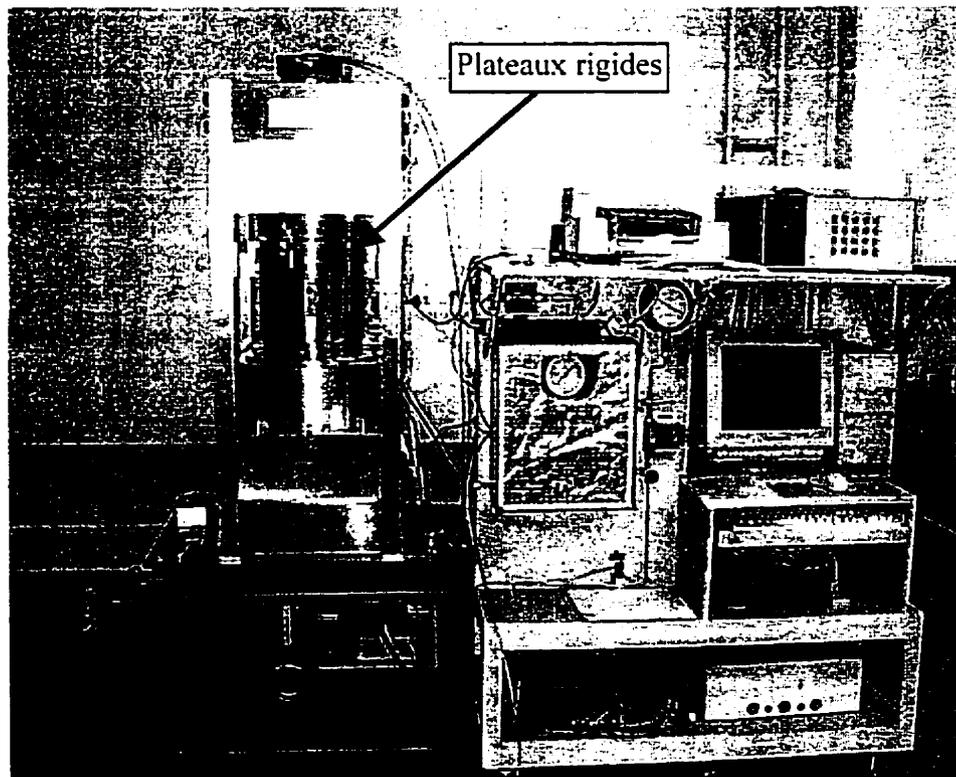


Figure 2.1 Banc d'essai à plateaux rigides

## 2.3 Le montage expérimental

### 2.3.1 L'essai normalisé à brides boulonnées

#### 2.3.1.1 La bride utilisée:

Afin de rapporter le plus possible les conditions d'essai aux conditions d'utilisation réelles, les mesures de fuite ont été effectuées sur des joints montés sur une bride normalisée ANSI de 4''-Classe 600lb. Les deux flasques de la bride sont montés sur un poteau central tel que représenté aux figures 2.2 et 2.3

Comme la mesure de fuite s'effectue par remontée de pression, deux plaques assurent la compression du joint testé et un anneau muni des joints toriques viennent compléter l'enceinte étanche de mesure. Les deux plaques qui compriment le joint testé, possèdent un fini de surface plus doux que celui recommandé par les normes industrielles. Il correspond à une rugosité moyenne de  $1,62\mu\text{m}$  ( $64 \cdot 10^{-6}$  pouces) alors que la norme industrielle la recommande située entre  $3,17\mu\text{m}$  ( $125 \cdot 10^{-6}$  pouces) et  $12,7 \cdot 10^{-6} \mu$  ( $500 \cdot 10^{-6}$  pouces) [35].

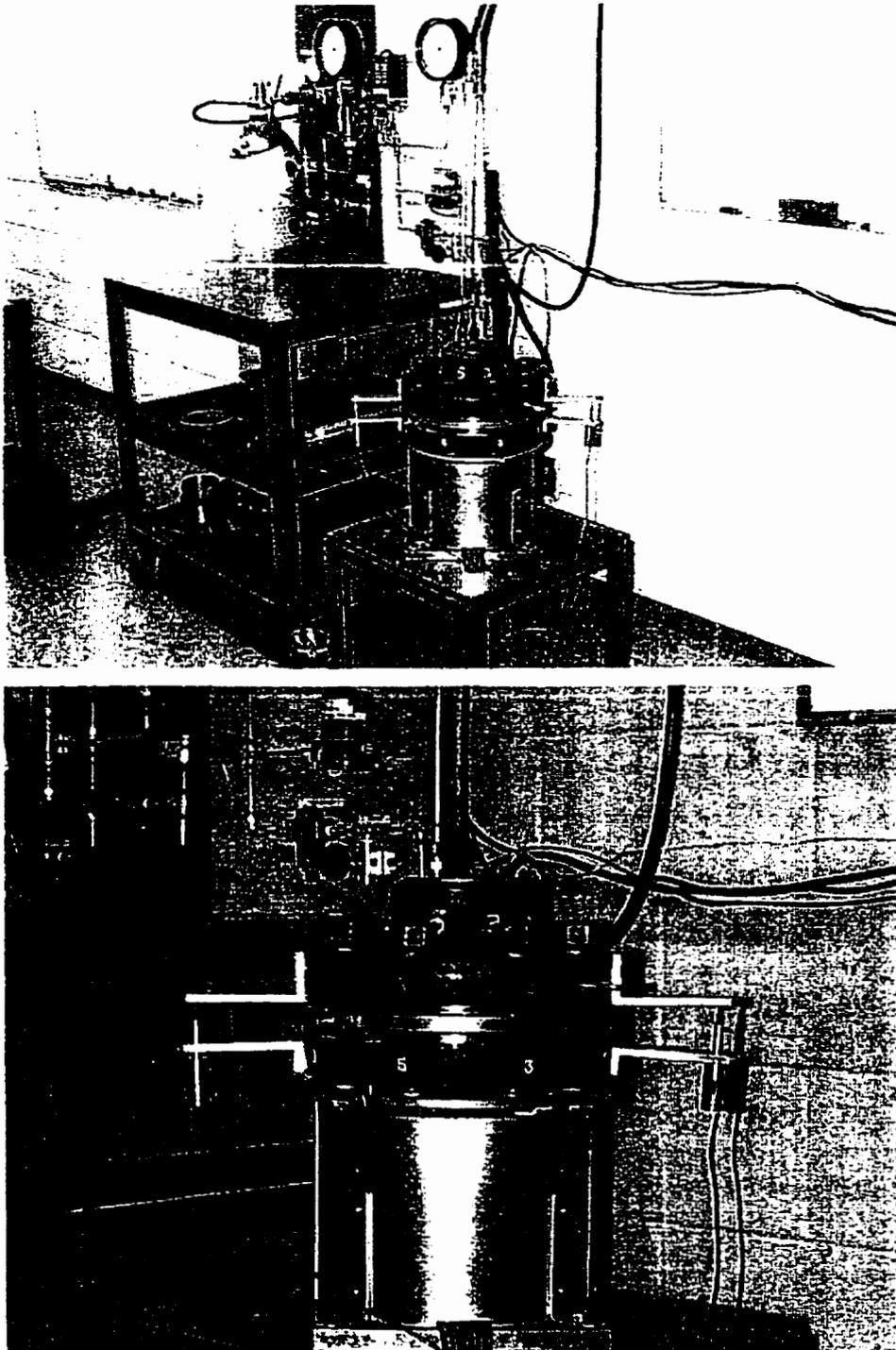
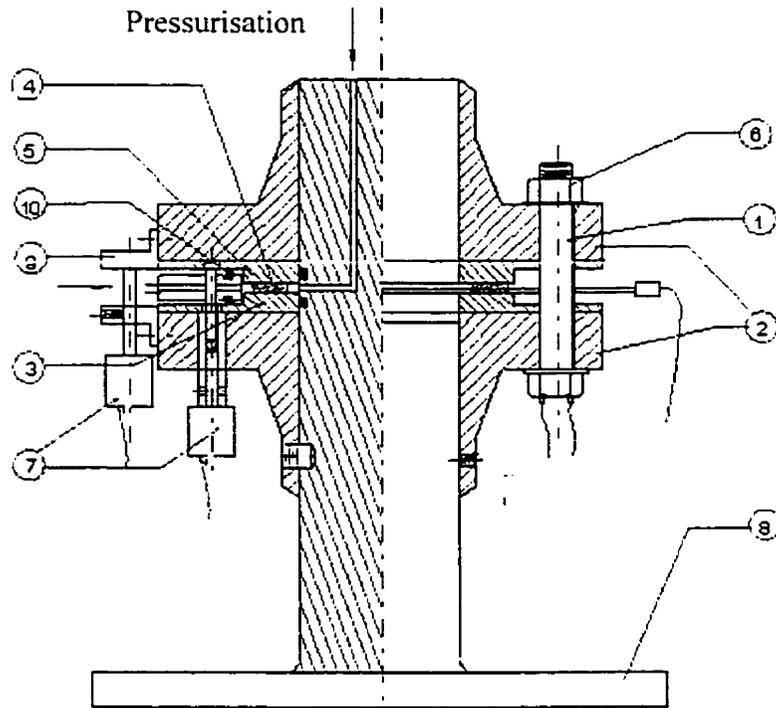


Figure 2.2 Montage avec brides flexibles



- |                                      |                                     |
|--------------------------------------|-------------------------------------|
| 1. boulon avec jauges de déformation | 6. écrou                            |
| 2. brides                            | 7. LVDT (capteur de déplacement)    |
| 3. plateau de chargement             | 8. support de bride                 |
| 4. joint                             | 9. support des LVDT                 |
| 5. plateau de chargement             | 10. chambre d'accumulation de fuite |

**Figure 2.3** Schéma du montage (vue en coupe)

### 2.3.1.2 Serrage et mise en pression de la bride

Le serrage de la bride est effectué manuellement à l'aide d'une clé dynamométrique. Les huit boulons sont munis de jauges d'extensiométrie qui permettent de contrôler avec exactitude la force qui leur est appliquée.

Le serrage des boulons s'effectue en plusieurs passes et de manière à assurer au maximum un serrage uniforme du joint. La contrainte appliquée sur le joint est calculée en tenant compte de la force dans les boulons, de la surface du joint et de la pression interne du gaz qui a tendance à décharger le joint. Même si la rigidité de la bride est modifiée par l'utilisation de plaques et de joints toriques pour comprimer le joint testé et pour réaliser une enceinte de mesure étanche, cela n'aura que peu d'influence sur l'état de contrainte réelle du joint. Des études précédentes menées au TTRL montrent notamment que la force récupérée par les joints toriques est négligeable par rapport à celle développée par les boulons. L'avantage d'un montage utilisant de telles plaques est de pouvoir mesurer les fuites par la technique de montée de pression de façon plus précise et fiable que, par exemple, par la méthode de la chute de pression. Les tests menés sur les joints de type (DJ) d'une épaisseur plus grande que celle des joints de type (A9) ou de type (G2), a nécessité le changement de l'anneau servant à compléter l'enceinte étanche de mesure et ses joints toriques. Cela est pris en compte dans la mesure de la fuite par une modification du volume mort au niveau du programme de calcul de fuite utilisé.

La mise en pression du gaz est elle aussi effectuée manuellement. Le circuit de mise en pression est présenté à la figure 2.4. L'hélium est utilisé comme gaz de pressurisation.

Il est à noter que la conception du montage expérimental utilisé permet de minimiser l'effet du fond. La mise en pression de la bride n'entraînera qu'un faible déchargement du joint. Cet aspect du montage est important pour l'étude menée ici puisqu'il permet de s'assurer que la structure interne du joint ne subira que des faibles modifications lors de la mise en pression de la bride. Puisque le joint ne subira qu'un faible déchargement, le diamètre des chemins de passage du gaz au sein du joint ne sera que peu affecté par la mise en pression du montage.

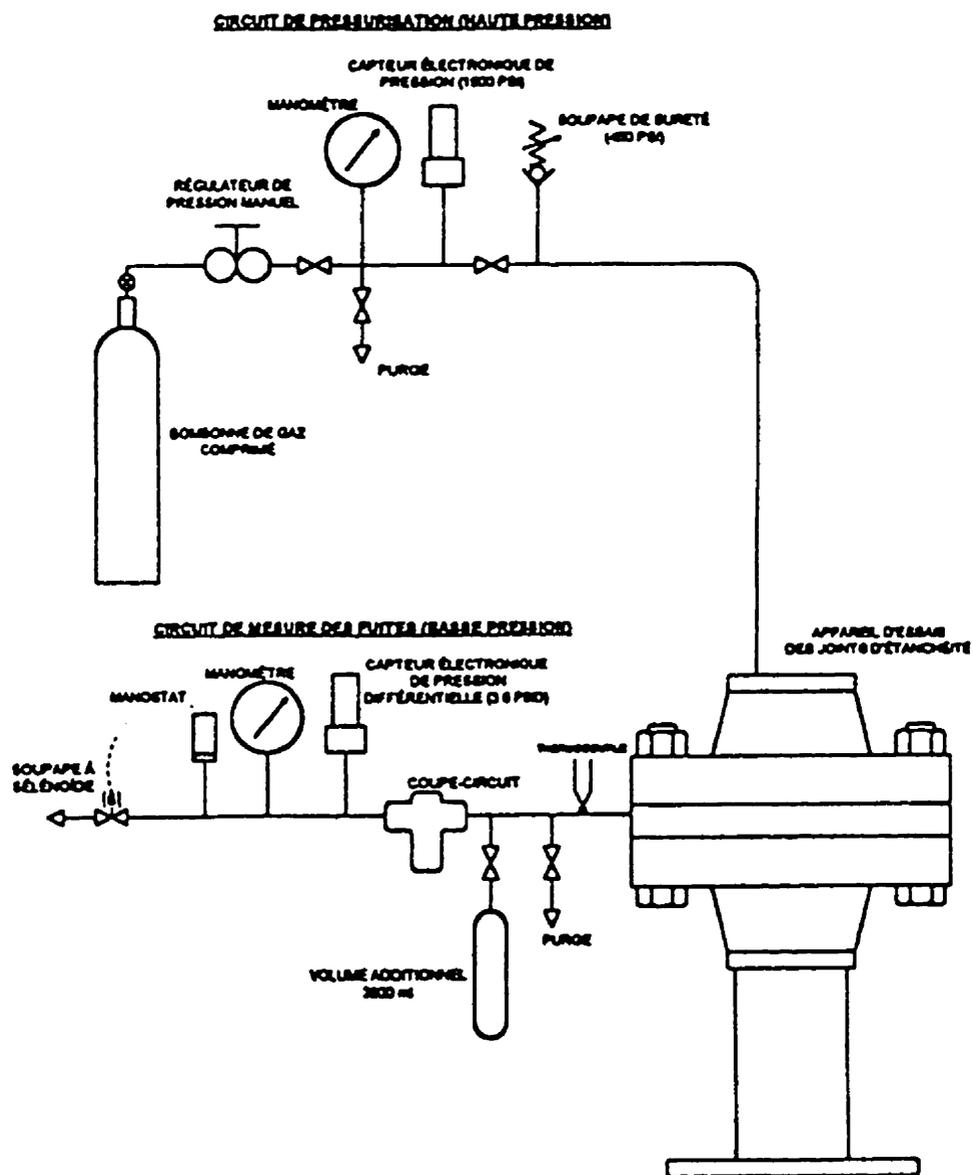


Figure 2.4 Circuit de mise en pression

### 2.3.1.3 La mesure des fuites

La mesure de fuites est effectuée par la méthode de remontée de pression. Le gaz qui s'échappe du joint d'étanchéité est collecté dans le circuit de mesure. Ce dernier est présenté à la figure 2.4. Sa pression est mesurée à l'aide d'un capteur différentiel donnant la différence entre la pression du circuit et un petit volume de référence à la pression atmosphérique et thermiquement isolé. Le capteur utilisé permet de mesurer une augmentation maximale de pression relative de  $2,758 \cdot 10^{-2}$  MPa (4 psig). À partir des mesures de l'augmentation de la pression dans le circuit, la fuite peut être calculée comme suit:

$$Q_v = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{T^*}{P^*} \right) \left( \frac{P_f V_f}{T_f} - \frac{P_i V_i}{T_i} \right) \quad (7)$$

$Q_v$  : débit volumique exprimé en ml de gaz, aux conditions standard, par seconde (ml STP).

$\Delta t$  : durée de la mesure (s),

$P_f, V_f, T_f, P_i, V_i, T_i$ : pression, volume et température finales et initiales.

Le débit massique du gaz s'échappant du joint peut être simplement relié au débit volumique mesuré à l'aide de la densité du gaz dans les conditions standards.

Les variations de température sont prises en compte dans le calcul. La température est mesurée ici par un thermocouple placé sur le raccord entre la bride et le circuit de mesure. Il est à noter que l'ensemble des raccords des circuits de mise en pression et de mesure des fuites ont été thermiquement isolés à l'aide soit de bande adhésive isolante, soit de plaques de tissus isolant.

Le volume du circuit de mesure de fuite, ainsi que ses variations, sont liées aux changements d'épaisseur du joint. Ceux-ci sont mesurés à l'aide de deux capteurs de déplacement dont la position est présentée à la figure 2.3. De plus, il est à noter qu'au volume naturel du circuit de mesure peut être ajouté, dans le cas de mesure de grosses fuites, un volume additionnel de 3800 ml.

L'évaluation exacte de la précision et de la sensibilité de la méthode de mesure telle qu'utilisée ici est délicate. Cependant lors des essais, la mesure de fuites de gaz inférieures à  $10^{-4}$  cm<sup>3</sup>/s s'est avérée difficile et celle de fuites entre  $10^{-4}$  et  $10^{-3}$  cm<sup>3</sup>/s parfois assez longue. Devant la difficulté d'estimer la précision des mesures, celles-ci ont été répétées plusieurs fois afin de pouvoir être comparées entre elles. Ceci permettra de valider les résultats obtenus. De plus, lors de mesure des fuites de gaz très petites qui sont inférieures à  $10^{-4}$  cm<sup>3</sup>/s et pouvant aller jusqu'à  $10^{-7}$  cm<sup>3</sup>/s, un spectromètre de masse conçu pour mesurer des très petites fuites a été utilisé.

L'utilisation de plusieurs techniques de mesure de fuites implique la vérification des mesures faites par chacune des méthodes pour une même fuite. En particulier, une courbe d'étalonnage qui représente les fuites mesurées par la remontée de pression en fonction de celles mesurées par le spectromètre, a été faite et une correction a été apportée pour s'assurer de la bonne corrélation entre ces mesures. Ces fuites sont mesurées avec le même joint et sous les mêmes conditions de serrage et de pressurisation.

#### **2.3.1.4 Le système d'acquisition de données**

L'acquisition des données a été réalisée à partir d'un programme utilisant le logiciel LABVIEW. L'emploi d'un tel système permet d'enregistrer la totalité des paramètres mis en jeu qui sont la température, la pression du circuit de mesure de fuite, la force dans les boulons ainsi que les déplacements mesurés par les quatre capteurs de

déplacement. Également, tous les paramètres déduits tels que : la contrainte développée sur le joint, l'écrasement du joint ainsi que la rotation de deux flasques de la bride sont enregistrés. Il est, de plus, possible de contrôler, en temps réel, le déroulement de l'expérimentation. C'est à partir des informations fournies par ce programme lors des mesures, que la qualité du serrage et la stabilité des mesures de fuites, ont été évaluées.

### **2.3.2 L'essai sur plateaux rigides (ROTT)**

Comme il a été mentionné auparavant, l'utilisation du banc d'essais (ROTT) (figure 2.1) permet d'effectuer des essais de fuite sur plateaux rigides où l'effet de rotation est négligeable. Ceci nous permet de supposer que la distribution radiale de la contrainte sur le joint demeure uniforme. Dans ce qui suit, nous allons présenter brièvement le banc d'essai (ROTT) et d'écrire d'une façon générale son principe de fonctionnement.

#### **2.3.2.1 Présentation du banc d'essai**

Le banc d'essai (ROTT) montré à la figure 2.1, permet de caractériser des joints d'étanchéité à température ambiante. Il est conçu afin de réaliser les tests automatiquement sans l'intervention d'un usager en cours de route.

Ce banc d'essai et ses différentes composantes sont contrôlés par un programme conçu avec LABVIEW. Ce programme permet de réaliser un essai en suivant différentes commandes décrivant les différentes étapes à suivre lors de l'essai. Les résultats de l'essai sont enregistrés dans un fichier. Le programme dispose d'une interface graphique qui permet de représenter l'évolution des paramètres et les résultats des mesures tout au long de l'essai. Il permet aussi à l'utilisateur d'effectuer certaines opérations manuellement.

### 2.3.2.2 Principe de fonctionnement

Le joint à tester est installé entre deux plaques à l'intérieur d'une boîte à joint. La charge est appliquée sur le joint à l'aide d'un vérin hydraulique actionné par un système de pompage aléopneumatique et est reprise par un bâti extérieur. La charge est mesurée par un capteur de pression relié à une cellule de charge située au-dessus du piston hydraulique.

Le joint est pressurisé à l'hélium et la mise en pression est gérée par un contrôleur de pression MKS. La pression maximale du système qui peut être appliquée est 100 bars. Une fois que le niveau de contrainte est atteint, la pression de gaz est appliquée et la mesure de fuite est prise.

### 2.3.2.3 Techniques de mesure de fuites

Le banc d'essai ROTT utilise trois techniques de mesure des fuites: par débitmètre, par chute de pression et par spectromètre de masse. Ces trois techniques sont complètement différentes. La mesure de fuite par le débitmètre est basée sur le principe de transfert de chaleur. Par contre, la mesure par chute de pression est basée sur la loi des gaz parfaits. Le spectromètre de masse est conçu d'un champ magnétique qui sert à accumuler les molécules de l'hélium afin d'être comptées pour déterminer la fuite. Lors de déroulement d'un essai, le choix de la technique de mesure de fuite sera effectuée selon les cas suivants :

fuite  $\geq 0,8$  mg/s :Débitmètre

$0,80$  mg/s > fuite >  $0,018$  mg/s :Chute de pression

fuite <  $0,018$  mg/s :Spectromètre

L'acquisition de données et le contrôle des différentes composantes du banc d'essai sont effectués par l'unité de contrôle et d'acquisition de données HP 34970 A qui est gérés par ordinateur (programme LABVIEW). Pour notre étude, le taux de la fuite et l'écrasement du joint seront mesurés.

#### **2.4 Méthodologie de mesure de fuite**

L'expérimentation peut se dérouler selon deux méthodes. La première méthode consiste à appliquer une contrainte sur le joint et en faisant varier la pression interne d'hélium, une mesure de fuite est effectuée pour chaque niveau de pression. Ensuite, le niveau de contrainte sur le joint est augmenté par incréments et pour les mêmes niveaux de pression interne, la fuite sera de nouveau mesurée. Cette méthode présente un inconvénient dû au temps d'attente nécessaire pour que la fuite se stabilise quand nous passons d'une haute pression à une pression plus basse.

La deuxième méthode consiste à mesurer les fuites pour des niveaux différents de contrainte en maintenant la pression interne fixe. En appliquant une pression interne donnée, et en augmentant le niveau de contrainte sur le joint, nous mesurons une série de fuites. Ensuite, avec un joint, nous procédons de la même façon pour un autre niveau de pression. Avec cette méthode, la mesure de fuite est plus facile à réaliser. Cependant, il est nécessaire de changer le joint pour chaque niveau de pression interne.

Pour notre étude, nous allons suivre la deuxième méthode pour les joints en feuilles de type (A9) et de type (G2). Par contre, le joint de type (DJ) sera testé avec la première méthode suite à son taux de fuite important qu'il présente et au temps d'attente relativement court nécessaire pour la stabilité des fuites lorsqu'on change de pression.

Afin de comparer les fuites obtenues, pour chaque niveau de pression, l'évolution de la fuite avec la contrainte de serrage sera mesurée. L'avantage principal de cette procédure est d'assurer un maximum de correspondance entre les conditions d'essais lors des mesures de fuites.

## **2.5 Conditions d'essai et nombre de tests**

Le cœur de l'étude expérimentale est constitué par neuf essais qui ont été menés sur le montage à brides flexibles pour plusieurs épaisseurs de bride. Pour le joint de type (DJ), seules les épaisseurs 25.4 mm (1,00") et 19.05 mm (0,75") ont été considérées. Trois essais ont été menés avec les trois types de joints étudiés sous trois niveaux de pression interne. Chaque essai a été conduit avec cinq niveaux de contrainte différentes. En plus, les essais menés avec une bride de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur, ont été répétés deux fois en respectant les mêmes conditions afin d'assurer la répétabilité des essais. Les fuites d'hélium ont été mesurées pour chacun des trois joints testés.

Il est à noter que lors de la mesure de certaines fuites, une difficulté a été trouvée, notamment celles à basse pression pour les hauts niveaux de contrainte et pour les épaisseurs les plus petites de la bride. Cela a nécessité l'utilisation du spectromètre de masse comme cela a été cité auparavant. Cette difficulté a parfois entraîné certains changements dans les niveaux de pression appliqués. Cependant, dans la majorité des cas, le protocole initialement fixé a été respecté.

Le tableau 2.1 résume les points importants du protocole d'essai, à savoir, pour chaque type de joint, les niveaux de contrainte et de pressions employés, cela pour toutes les épaisseurs de bride.

**Tableau 2.1** Protocole d'essai

Pression interne (MPa)	Type de joint		
	Contraintes de compression du joint (MPa)		
	Feuilles d'Amiante (A9)	Feuilles de Graphite (G2)	Métalloplastique Double Jacketed (DJ)
1.379	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103
2.758	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103
5.517	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103	17-34-51-69-103

## 2.6 Validation et analyse des résultats

Avant d'analyser les résultats obtenus, une validation de leur crédibilité semble essentielle. En premier temps, une attention importante a été apportée au déroulement des essais du point de vue de la mesure des fuites. Un temps de stabilisation suffisamment long a été respecté afin que les mesures soient stabilisées. De plus, la justesse et la précision des niveaux de contraintes et de pression appliqués ont été assurées.

Dans un deuxième temps, les premiers résultats obtenus pour les trois joints avec la bride flexible de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur, seront validés et comparés avec ceux obtenus par Masi [36] en 1997. Cet auteur a testé les trois joints (A9), (G2) et (DJ) sur le même banc d'essais avec brides flexibles décrit auparavant (figure 2.2)

Finalement, les premiers tests menés avec la bride standard de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur ont été répétés deux fois. Les résultats trouvés ont montré une bonne répétabilité.

## 2.7 Comparaison de la fuite entre différents types de joint

### 2.7.1 Analyse des résultats de fuite obtenus avec le banc d'essai à plateaux rigides

La variation du taux de fuite en fonction de la pression interne, pour les trois joints testés, est présentée à la figure 2.5. Les cinq niveaux de contrainte, ainsi que les trois niveaux de pression de gaz sont présentés.

La première constatation que nous pouvons faire pour les trois joints, est que le taux de fuite augmente avec le niveau de pression interne d'hélium. Par contre, il diminue lorsque la contrainte appliquée sur le joint augmente. Cela confirme toutes les constatations faites lors de toutes les études précédentes. L'évolution du taux de fuite en fonction de la pression appliquée présentée sur des échelles logarithmiques, produit des droites quasiment parallèles.

Le joint de type (DJ), présente une anomalie au niveau de la contrainte la plus élevée de 103 MPa (15000 psi). Cela peut-être expliqué par l'utilisation des différentes techniques de mesure de fuite avec le banc d'essais. Lorsque le taux de fuite est supérieur à 0,8 mg/s, la mesure est prise par un débitmètre, par contre, entre 0,018 mg/s et 0,8 mg/s, elle est mesurée par chute de pression, et lorsqu'elle est inférieure à 0,018 mg/s, elle est mesurée à l'aide d'un spectromètre de masse. Bien que la corrélation entre les trois techniques de mesure de fuite ait été faite, la cause de la non linéarité du taux de fuite, pour le joint de type (DJ) au niveau de la contrainte de 103 MPa (15000 psi) peut être due au passage d'une technique à l'autre. La même remarque peut-être faite pour les deux autres joints, surtout quand il s'agit d'un passage entre les trois intervalles de mesure de fuite indiqués auparavant.

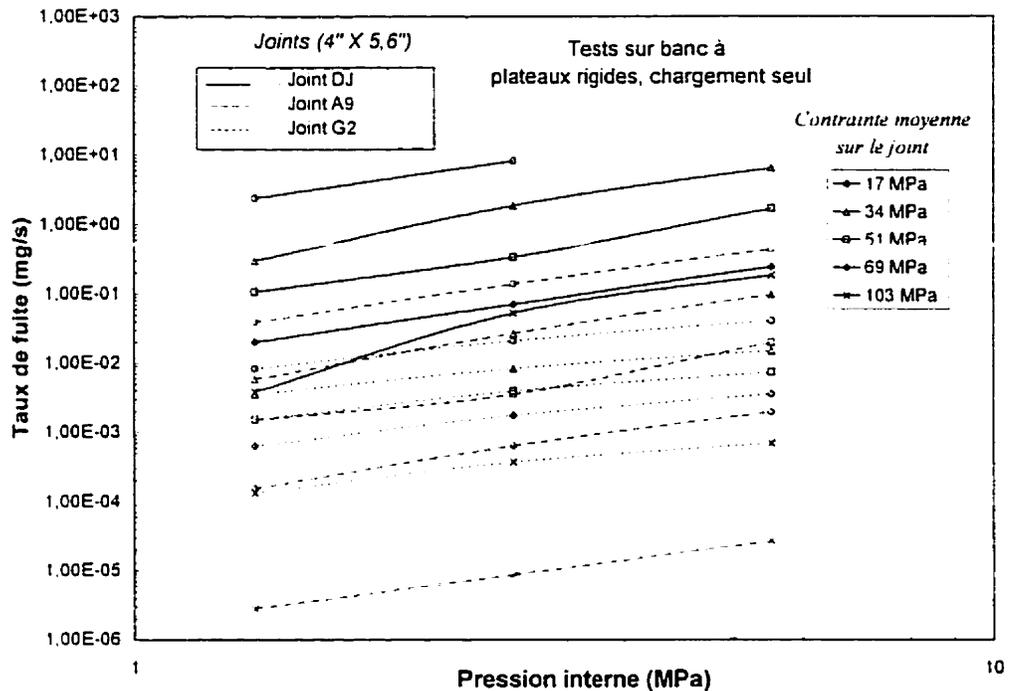


Figure 2.5 Fuites mesurées sur le banc à plateaux rigides pour les différents joints

Avec les résultats présentés à la figure 2.5, nous pouvons comparer directement la performance des trois joints du point de vue étanchéité. Il est à noter que l'effet de la rotation des brides n'intervient pas ici puisque il s'agit des résultats obtenus à partir du banc d'essais à plateaux rigides. Cela permet de limiter les paramètres influençant la fuite et de comparer les trois joints du point de vue performance.

Le joint de type (DJ) apparaît comme le joint le moins étanche, sa fuite variant entre  $3.10^{-3}$  mg/s et plus de 10 mg/s. Comme les techniques de mesure utilisées ne peuvent pas mesurer des fuites de plus de 10 mg/s, la fuite correspondante à une contrainte de 17 MPa (2500 psi) et à une pression de 5,517 MPa (800 psig), n'a pu être mesurée. En plus, malgré les hauts niveaux de contraintes appliqués, la fuite était toujours relativement importante, ce qui caractérise le comportement d'un joint métaloplastique du point de vue étanchéité.

Pour le joint de type (G2), les fuites se situent entre  $1.10^{-4}$  mg/s et  $3.10^{-2}$  mg/s et produisent des droites parallèles qui se répètent parfaitement. Cela indique que le joint de type (G2) est un joint physiquement homogène et que le régime d'écoulement est le même pour les différentes contraintes. De plus, cela confirme que les essais effectués avec ce joint ont bien été réalisés. Le joint de type (G2) est donc plus étanche que le joint de type (DJ). Sa fuite, à haute contrainte et sous une faible pression est inférieure à  $1.10^{-4}$  mg/s.

Maintenant, en ce qui concerne le joint de type (A9), nous constatons que les droites représentant les fuites sont les plus dissociées. Ces droites couvrent une grande plage de fuites allant de  $2.10^{-6}$  mg/s à  $5.10^{-1}$  mg/s. Ces droites ne sont pas parfaitement parallèles, certaines anomalies sont présentes pour certaines contraintes. Ces anomalies sont dues essentiellement soit à des fausses manœuvres lors de la réalisation de l'essai, soit un temps d'attente insuffisant pour que la fuite se stabilise. Le joint de type (A9), d'après les résultats obtenus, peut être considéré comme le joint le plus étanche parmi les trois joints testés. À un niveau de contrainte élevé et à basse pression interne, la fuite est très petite et sa mesure a demandé un temps d'attente assez long.

### **2.7.2 Analyse des résultats de fuite obtenus avec la bride réelle (avec rotation)**

Nous venons de comparer les fuites mesurées sur le banc d'essai à plateaux rigides. Nous allons maintenant analyser les tests effectués avec le montage à brides réelles (flexibles).

La figure 2.6 montre l'ensemble des fuites mesurées lors de tous les tests effectués avec le joint de type (DJ). La première série menée avec le banc à plateaux rigides a été montrée précédemment et est reproduite de nouveau à la figure 2.6. À cette série, viennent s'ajouter les deux séries de résultats des tests menés avec les brides flexibles

pour deux épaisseurs différentes de bride: 25,4 mm (1,00") et 19,05 mm (0,75"). Nous constatons que, plus la bride est mince, plus la fuite diminue, donc que le joint devient étanche. Cela est remarqué pour une même contrainte appliquée sur le joint et un même niveau de pression. Cet effet est moins significatif avec le joint de type (DJ), un rapport de fuite égal à 3 a été trouvé entre la fuite mesurée avec les plateaux rigides et la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur.

Les fuites mesurées avec le joint de type (G2) sont présentées aux figures 2.7 et 2.8. Avec ce joint, pour les deux niveaux de contrainte de 17 MPa (2500 psi) et 34 MPa (5000 psi), la différence entre les fuites mesurées avec le banc à plateaux rigides et celles mesurées avec une bride flexible de 25,4 mm (1,00") et de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur n'est pas très grande. Le rapport des fuites varie entre 1, pour une pression de 5,51 MPa (800 psig) et 1,8 pour les pressions de 1,379 MPa (200 psig) et 2,75 MPa (400 psig).

Cependant, pour les contraintes au dessus de 34 MPa (5000 psi), la différence entre les fuites des deux bancs d'essais devient de plus en plus importante (figure 2.8). Par exemple, pour la contrainte de 103 MPa (15000 psi) sur le joint, le rapport des fuites mesurées est de l'ordre de 50 pour les pressions de 2,75 MPa (400 psig) et 5,51 MPa (800 psig).

Les fuites mesurées avec le joint de type (A9) sont présentées aux figures (2.9) et (2.10). Avec ce joint, dès les premiers niveaux de contraintes, et pour les trois niveaux de pression, l'écart est très significatif. Si on compare les fuites mesurées à 2,75 MPa (400 psig) sur les plateaux rigides avec celles sur la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur, le rapport de fuites varie de 13 pour les basses contraintes et il va jusqu'à 300 pour la contrainte de 103 MPa (15000 psi). Il est à noter que lors du test mené sur la bride d'épaisseur de 19,05 mm (0,75"), la séquence de mesure correspondant à 103 MPa (15000 psi) présente une certaine anomalie. La fuite mesurée avec la bride d'épaisseur de 19,05 mm (0,75") est égale ou légèrement plus grande que celle mesurée avec la bride

d'épaisseur de 25,4 mm (1.00"), alors que logiquement, elle devrait être plus petite. Cela peut s'expliquer de deux façons : soit une mauvaise mesure due à une mauvaise estimation du temps d'attente nécessaire à la stabilisation de la fuite, soit au phénomène appelé "Tightness Hardening" [37]. Ce phénomène aura lieu quand l'augmentation de la contrainte sur le joint cause une augmentation plus petite de l'étanchéité.

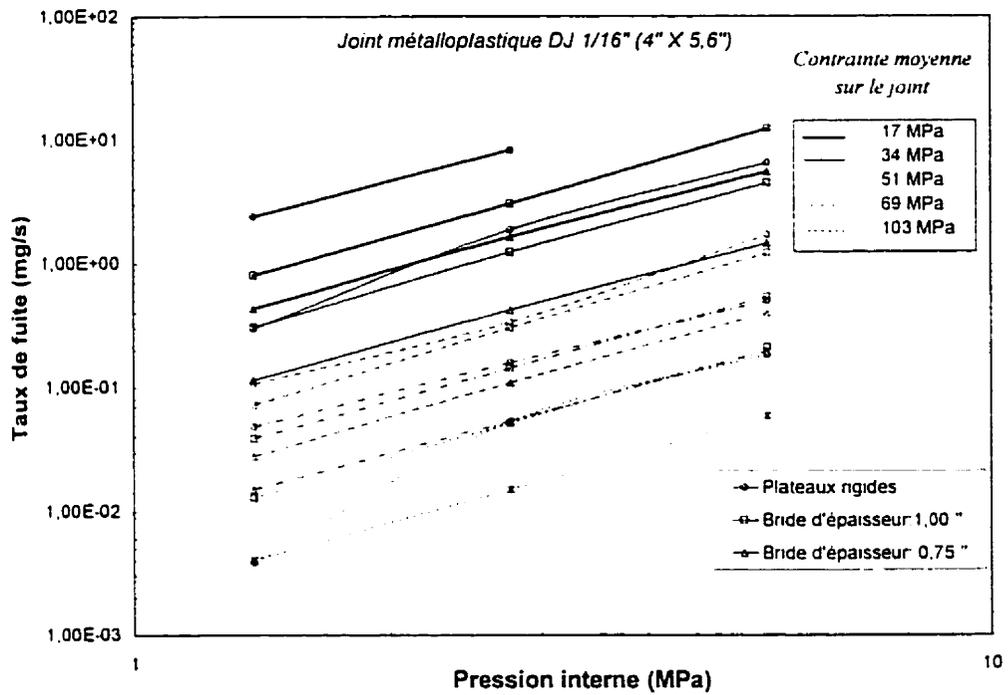


Figure 2.6 Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint DJ

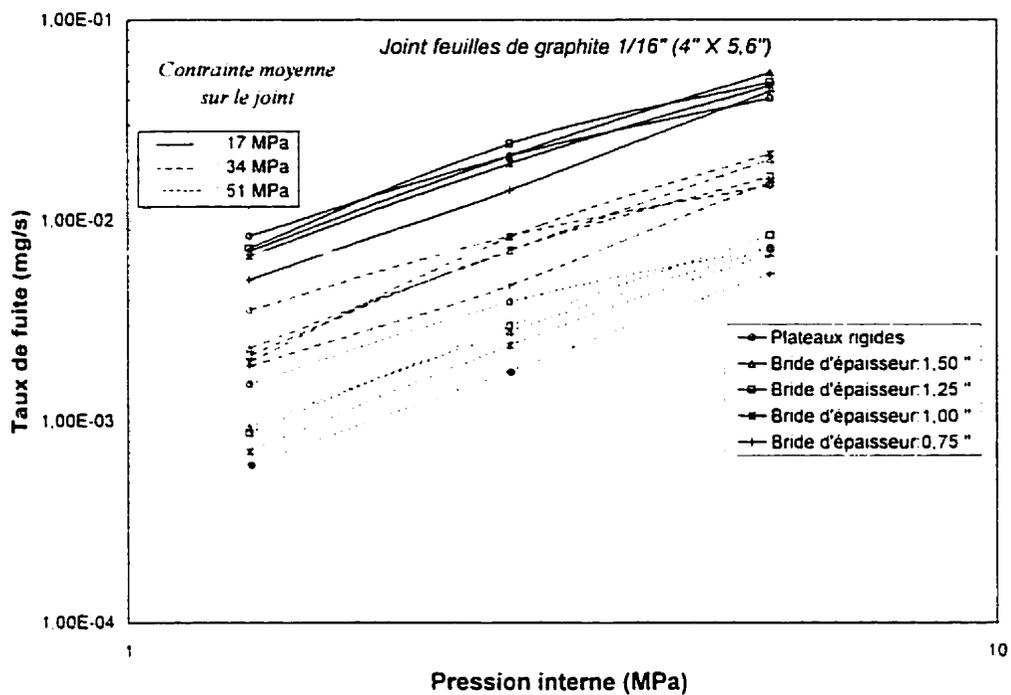


Figure 2.7 Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint G2

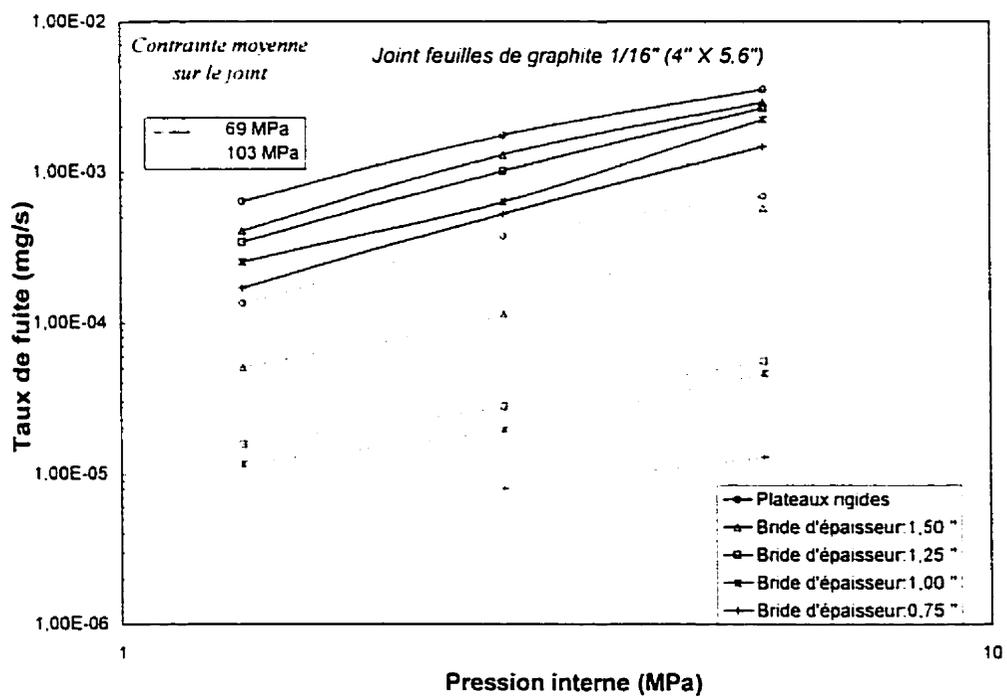


Figure 2.8 Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint G2

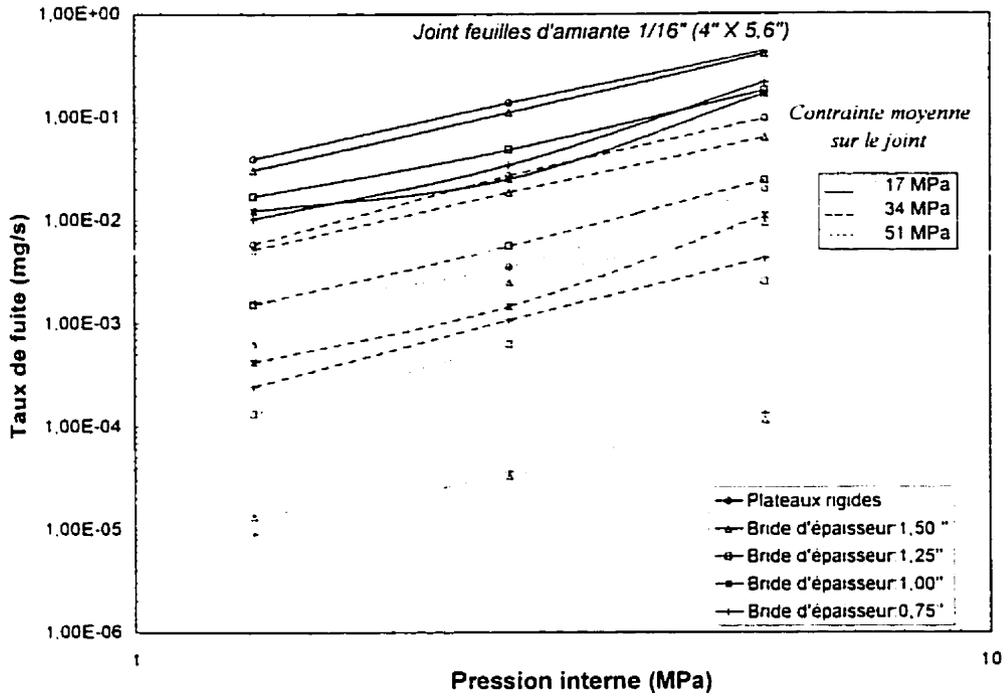


Figure 2.9 Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint A9

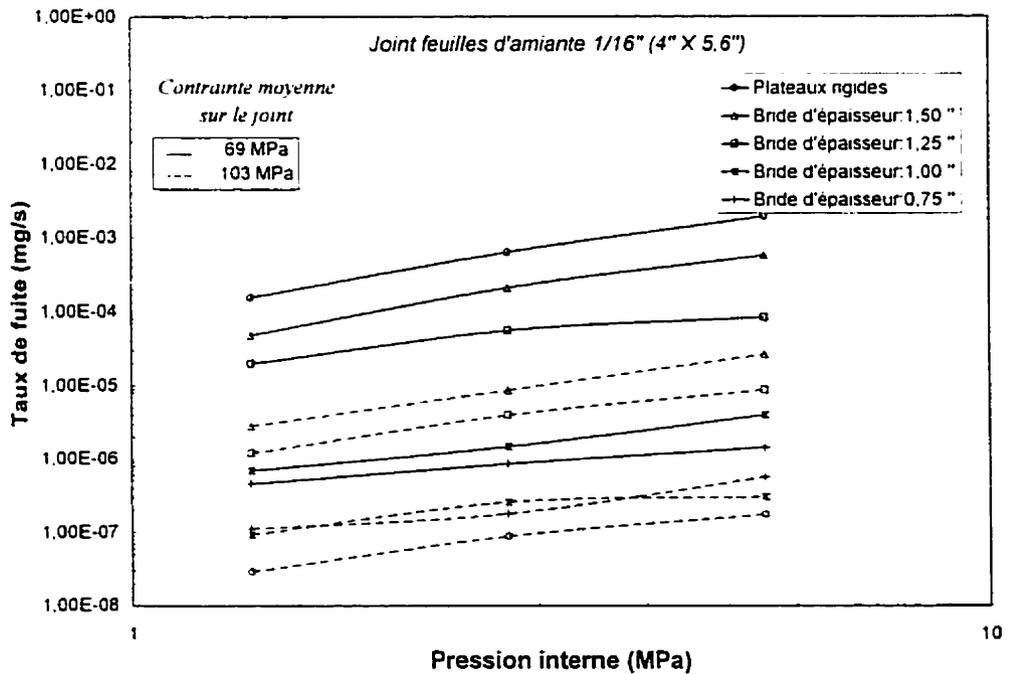


Figure 2.10 Taux de fuite en fonction de la pression interne pour le joint A9

### 2.7.3 Comparaison entre les fuites de différents types de joint

Dans cette partie, nous allons présenter toutes les fuites mesurées lors des tests effectués avec plateaux rigides (ROTT) et avec la bride flexible. Une comparaison et une analyse très détaillée des résultats seront présentées.

La figure 2.11 présente, sur une échelle semi-logarithmique, le taux de fuite en fonction de la contrainte appliquée à une pression interne de 1,379 MPa (200 psi) avec le joint (A9). Ces fuites produisent des droites de tendance qui convergent à faibles contraintes et divergent à hautes contraintes. Cela veut dire, que les fuites mesurées à basses contraintes sur le banc à plateaux rigides et celles mesurées avec la bride flexible sont presque les mêmes pour les quatre épaisseurs de la bride. Par contre, quand la contrainte moyenne appliquée sur le joint augmente, ces droites s'écartent et le niveau de fuite obtenu est très différent.

Sous une contrainte de 17 MPa (2500 psi) avec la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur, la fuite est de l'ordre de  $1 \cdot 10^{-2}$  mg/s. Par contre, elle est égale à  $4 \cdot 10^{-2}$  mg/s sur le banc à plateaux rigides. Pour une contrainte de 69 MPa (10000 psi), cette différence augmente considérablement. Les fuites varient de  $1,5 \cdot 10^{-4}$  mg/s, pour le banc à plateaux rigides, à  $1 \cdot 10^{-7}$  mg/s pour la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur. Les fuites mesurées sous une contrainte de 103 MPa (15000 psi) avec les brides de 25,4 mm (1,00") et de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur ne sont pas présentées sur le graphe, car des erreurs de mesure se sont produites lors des tests, et les valeurs mesurées ne sont pas cohérentes avec les autres fuites. La figure 2.12 présente toutes les fuites mesurées avec le joint (G2) sous une pression de 2,758 MPa (400 psi). Ces fuites donnent des droites de tendance qui suivent la même allure précédente et qui convergent à une contrainte de 17 MPa (2500 psi). Pour une contrainte de 17 MPa (2500 psi), les fuites mesurées sur les deux bancs d'essai sont de l'ordre de  $2 \cdot 10^{-2}$  mg/s. Par contre, sous la contrainte de 103 MPa (15000 psi), les fuites mesurées sur le banc à plateaux rigides sont égales à  $3 \cdot 10^{-4}$  mg/s et celles

mesurées sur la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur, sont égales à  $8.10^{-6}$  mg/s. Les autres fuites mesurées avec les autres joints sous les différentes pressions sont montrées dans l'annexe (A).

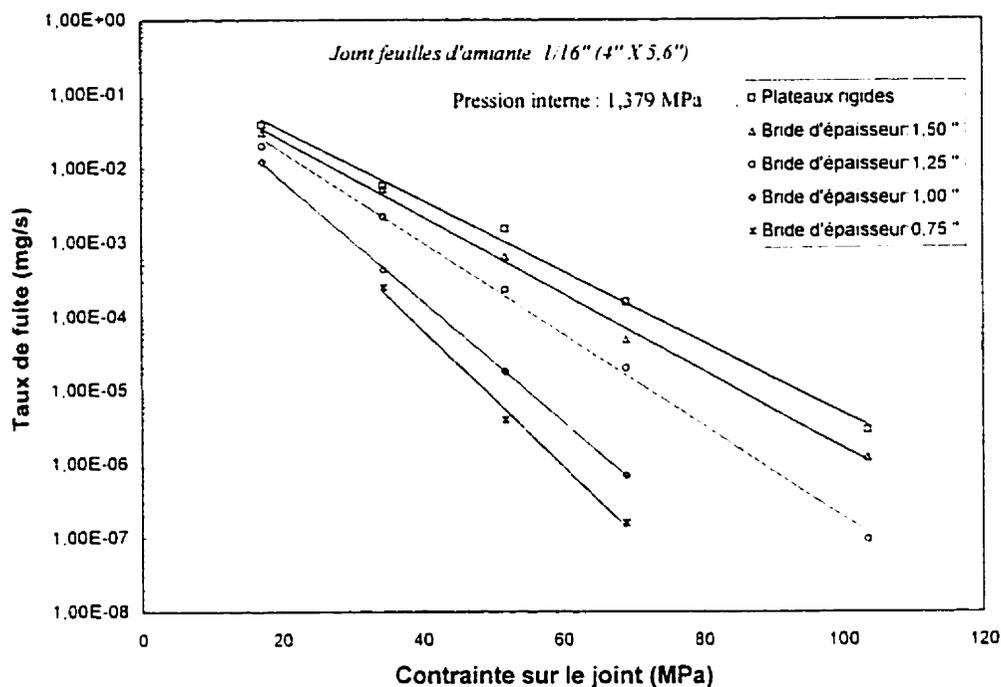


Figure 2.11 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9)

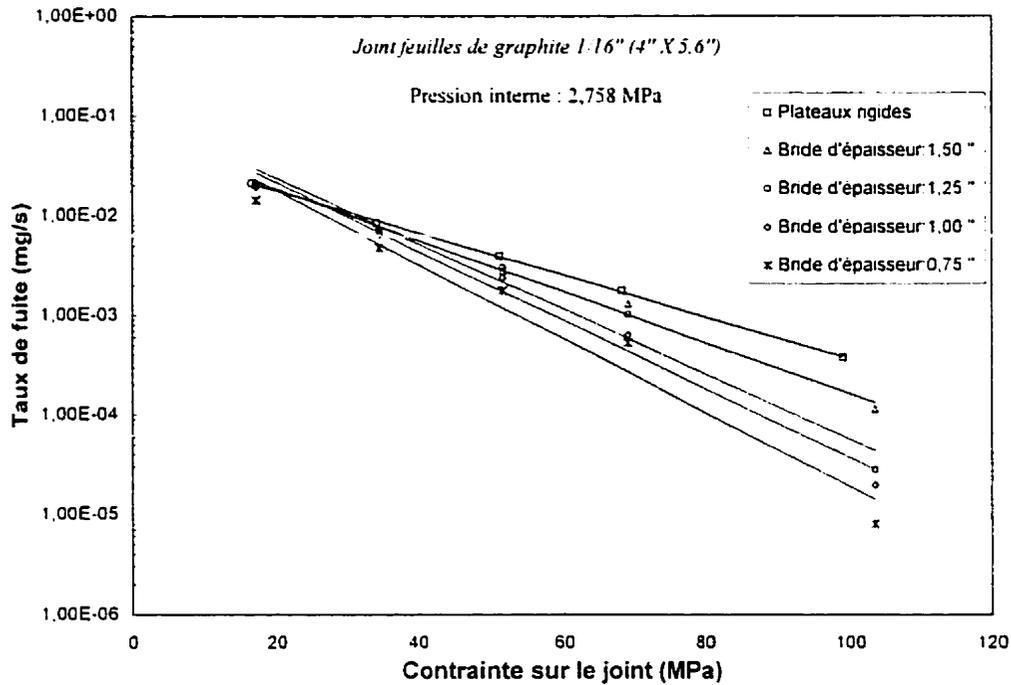


Figure 2.12 Taux de fuite en fonction la contrainte moyenne sur le joint (G2)

## 2.8 Synthèse

À travers ce chapitre, nous avons détaillé l'approche expérimentale suivie dans cette étude. Le montage expérimental ainsi que le déroulement des essais ont été décrits. De plus, les résultats trouvés ont été vérifiés et validés avec les résultats issus des études précédentes. Les fuites mesurées avec les deux bancs d'essais ont été comparées.

Au cours du chapitre suivant, nous allons entamer l'étude par éléments finis en bénéficiant des résultats de la rotation de la bride obtenus expérimentalement, afin de valider notre modèle d'éléments finis et d'analyser la distribution radiale de la contrainte développée sur le joint.

## CHAPITRE III

### ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS

#### 3.1 Objectif de l'étude

L'étude par éléments finis sert à estimer la distribution de la contrainte développée sur le joint. Cette contrainte présente une non uniformité dans la direction radiale due à la rotation des brides de l'assemblage lors du serrage et de la pressurisation. Dans ce qui suit, nous allons définir le modèle d'éléments finis développé par le logiciel ABAQUS [37] qui est utilisé dans notre étude.

#### 3.2 Définition du modèle d'éléments finis

##### 3.2.1 Modélisation de la bride

À cause de la symétrie de la géométrie et du chargement, la simulation du comportement tridimensionnel du modèle expérimental nécessite la modélisation d'une moitié de la bride, tout en respectant les conditions aux frontières au plan de symétrie (figure 3.1). Le plan de symétrie est perpendiculaire à l'axe longitudinal de la bride et passe à travers le milieu de l'épaisseur du joint. La bride est modélisée en utilisant des éléments axisymétriques quadrilatéraux à 8-noeuds avec une intégration réduite de type CAX8R [37]. Les plateaux de chargement sont modélisés avec le même type d'éléments. Des éléments de contact ISL22A [37] à 3noeuds sont utilisés afin de définir le contact entre le plateau et la bride. Ces éléments ont un degré de liberté radial et axial.

Comme le modèle est axisymétrique, les boulons ont été remplacés par un cylindre solide creux ayant une section axiale équivalente sans résistance radiale ou circonférentielle. Ce cylindre est fixé à la surface supérieure de la bride, et est indépendant de la partie de la bride qui simule les trous des boulons. Le cylindre et la partie simulant les trous des boulons occupent le même espace. Ils permettent la transmission de la force axiale à travers la surface supérieure commune, où les têtes des boulons sont en contact avec la bride.

Comme montré sur le schéma de la bride réelle (figure 2.2), deux petites tiges en L ont été fixées d'une part et d'autre de la bride afin de mesurer la rotation. Dans le modèle d'éléments finis, ces deux tiges ont été modélisées avec deux éléments poutres quadratiques B22 [37] défini avec 3 nœuds et ayant trois degrés de liberté. L'angle de rotation est calculé avec la différence entre le déplacement du bout de la tige (l'extrémité libre) et le déplacement du nœud se trouvant au niveau du joint.

### 3.2.2 Modélisation du joint

La librairie du logiciel d'éléments finis ABAQUS [37] offre un type spécial d'éléments qui simule adéquatement le comportement élastoplastique non linéaire des joints. Le joint a été modélisé avec des éléments joints axisymétriques à 6-nœuds GKAX6 [37] ayant un degré de liberté axial et radial. Le comportement du joint est défini en terme d'écrasement du joint en fonction de la contrainte sur le joint (Figure 3.2). Ce comportement a été mesuré par des essais de compression sur les joints testés. Une surface de contact a été utilisée à l'interface entre le joint et la face surélevée de la bride afin de simuler la friction. À cause des rigidités relatives des brides et du joint, la surface du joint a été prise comme surface esclave et celle de la face surélevée comme surface maître. Un coefficient de friction égal à 0,6 a été utilisée afin d'avoir une surface de contact semblable à celle du montage expérimental utilisé.

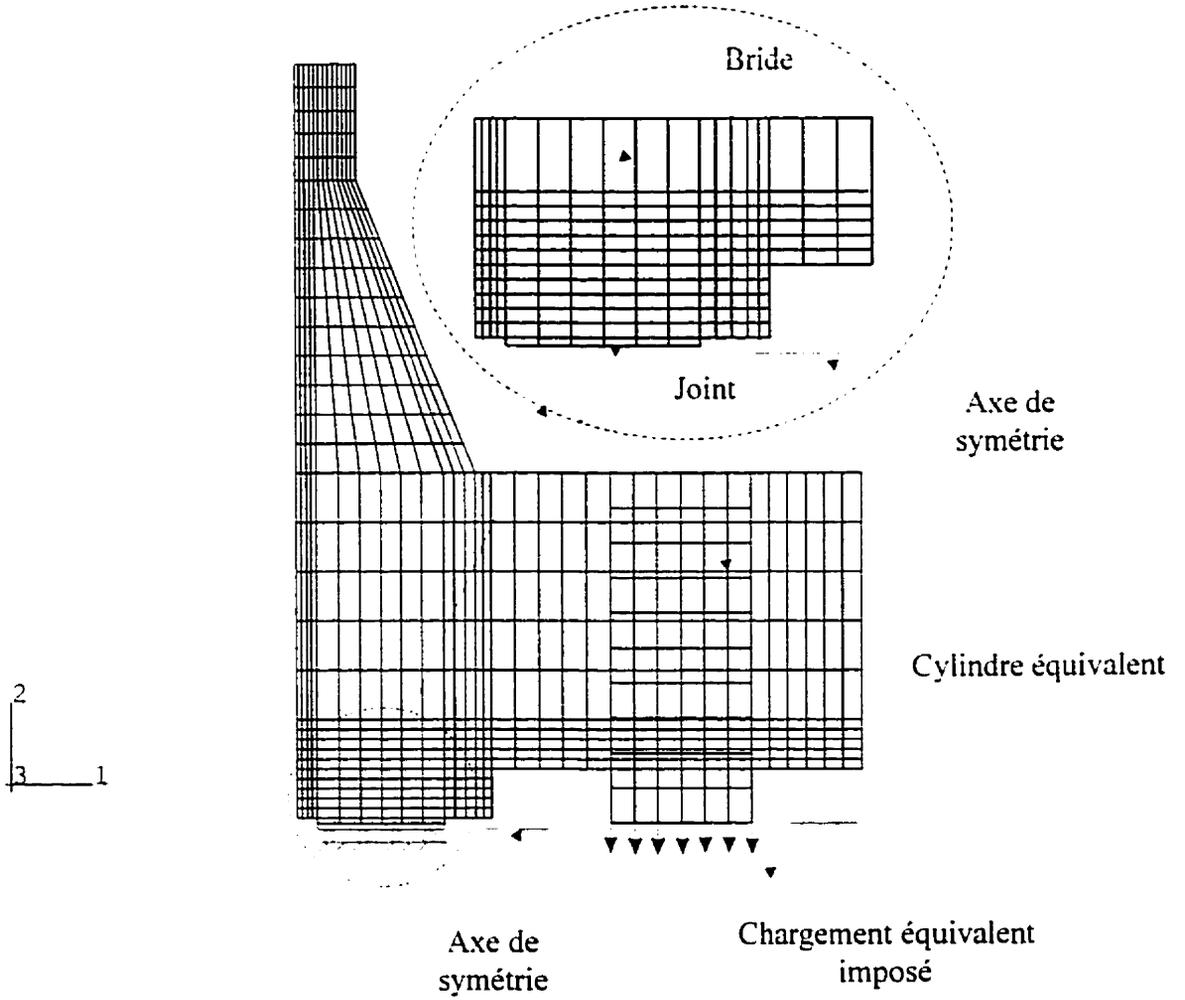


Figure 3.1 Modèle axisymétrique des éléments finis

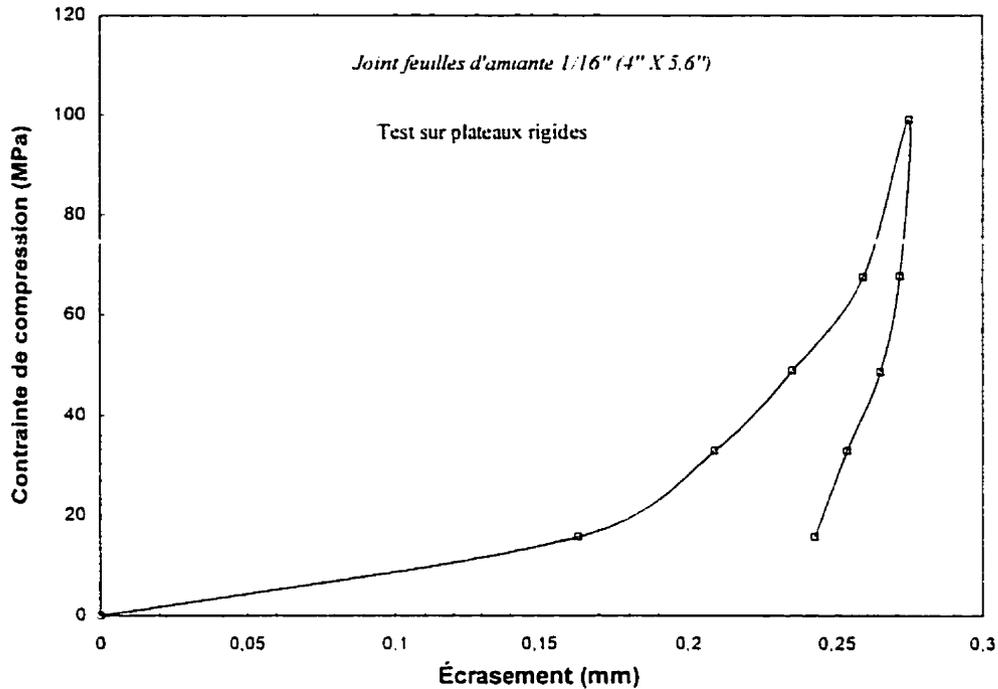


Figure 3.2 Comportement non linéaire du joint

### 3.3 Distribution de la contrainte de contact du joint

Comme il a été mentionné auparavant, la clé de cette étude est de pouvoir calculer la distribution radiale de la contrainte sur le joint, et de voir son influence sur la fuite. Plusieurs facteurs peuvent influencer cette distribution et par conséquent influencer toute l'étude envisagée. Parmi ces facteurs, il y a premièrement les plateaux de chargement qui ont été placés entre la bride et qui ne sont pas solidaires à celle-ci. Également, il y a la largeur du joint qui a un effet important sur cette distribution. Dans ce qui suit, nous allons mettre l'accent sur ces deux facteurs et les analyser d'une façon plus explicite.

### 2.3.1 Influence de la friction entre la bride et le plateau de chargement

Le montage expérimental utilisé est muni d'une chambre d'accumulation de fuite (Figure 2.3) située entre les deux plateaux de chargement, ce qui ne représente pas la réalité.

Afin d'étudier l'influence de la friction entre la bride et les plateaux, plusieurs coefficients de friction ont été utilisés. Ces coefficients sont (1, 0,6 et 0,1).

Ensuite, la bride et le plateau du chargement ont été modélisés, en éliminant toute friction entre les deux grâce à l'option TIE offerte par le logiciel ABAQUS [31]. Cette option maintient les deux corps collés l'un à l'autre et empêche tout glissement, ce qui permet de mieux représenter une bride réelle.

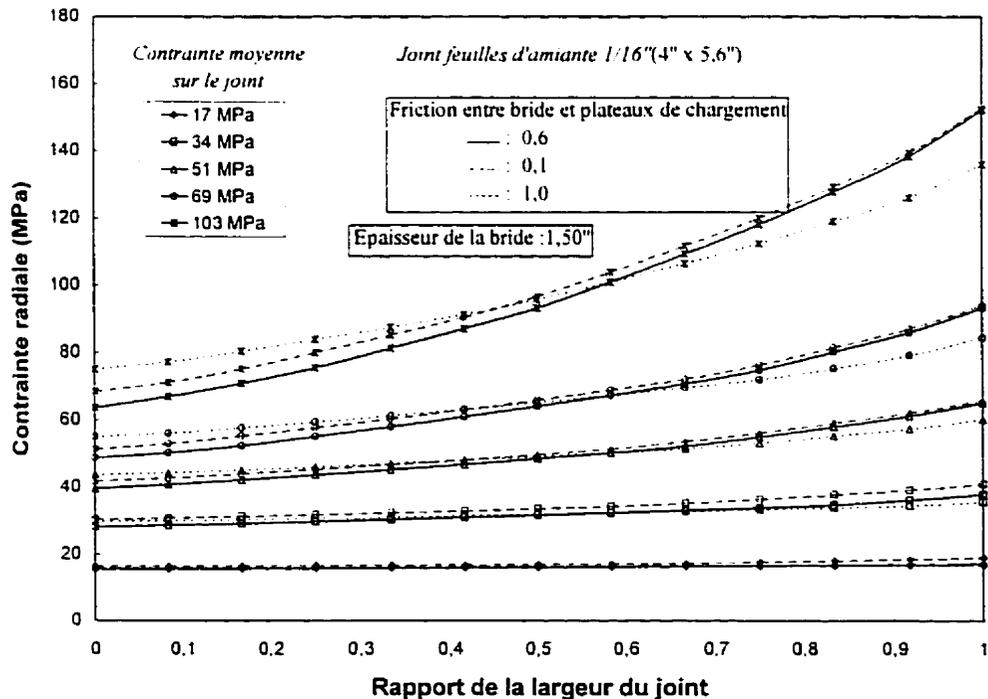
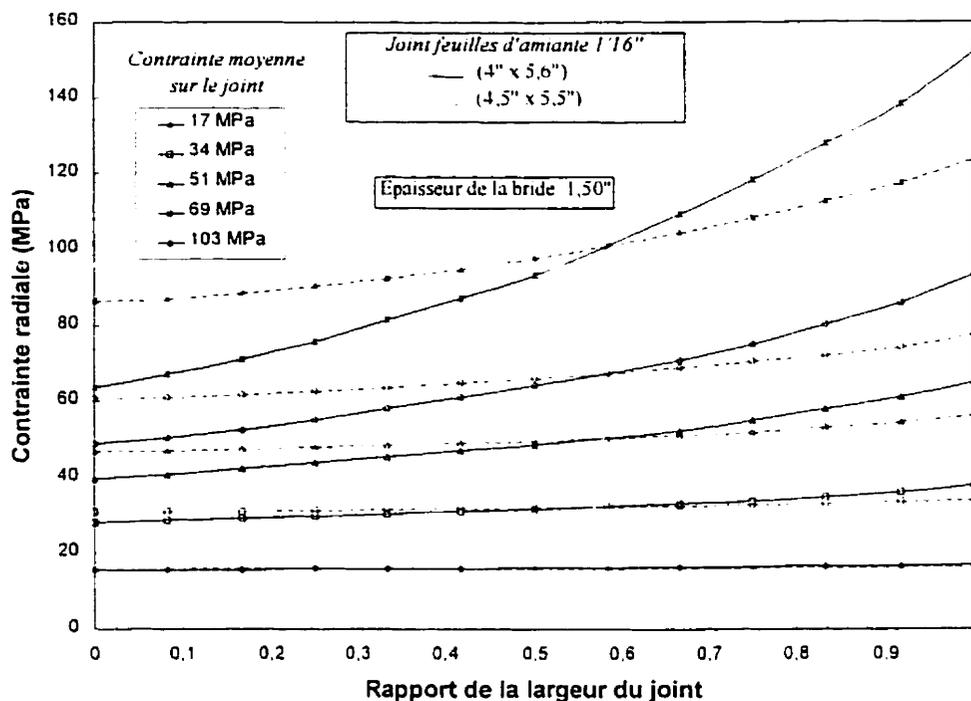


Figure 3.3 Influence de la friction sur la distribution de la contrainte sur le joint

La figure 3.3 montre la distribution radiale de la contrainte sur le joint pour les trois coefficients de friction utilisés dans cette étude. Nous constatons qu'avec le coefficient 1 de friction, la contrainte est relativement moins élevée à la périphérie extérieure du joint que dans le cas des coefficients 0,1 et 0,6. Cependant, nous concluons que la friction n'influence pas considérablement la distribution de la contrainte sur le joint.

### **3.3.2 Influence de la largeur du joint utilisé**

La largeur du joint utilisé influence d'une façon importante la rotation de la bride, et par conséquent, la distribution radiale de la contrainte développée sur le joint et l'écrasement du joint. Cette influence se traduit par la position variable de la résultante de cette distribution par rapport à la largeur du joint. Pour mettre en évidence cet effet, deux largeurs, 12.7mm et 20.32mm (0.5" et 0.8"), ont été utilisées. La largeur de 20.32mm (0.8") pour un joint de 101.6mm x 142.24mm (4"x 5.6") a été choisie afin d'avoir la rotation la plus grande possible de la bride.



**Figure 3.4** Influence de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte

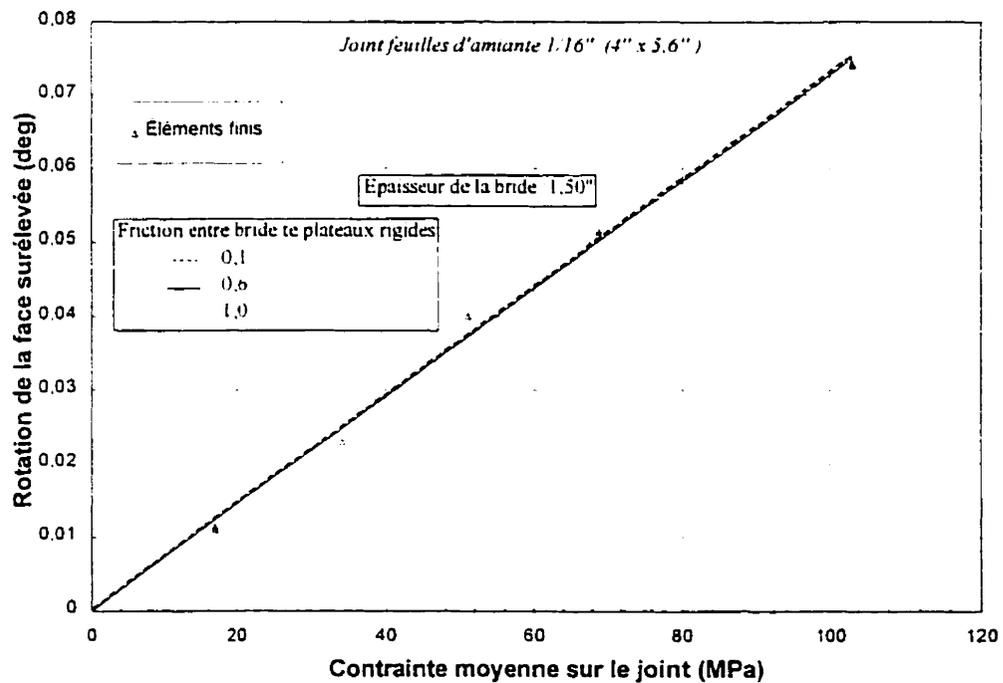
La figure 3.4 présente la distribution de la contrainte pour les deux largeurs du joint. Nous remarquons qu'avec le joint de 20,32 mm (0,8") d'épaisseur, la non uniformité de la distribution de la contrainte est plus significative surtout pour les contraintes élevées.

Suite à ces résultats le choix du joint de 101,6 mm x 142,42 mm (4"x5,6") a été fait pour poursuivre notre étude.

### 3.4 Rotation de la bride et vérification du modèle d'éléments finis

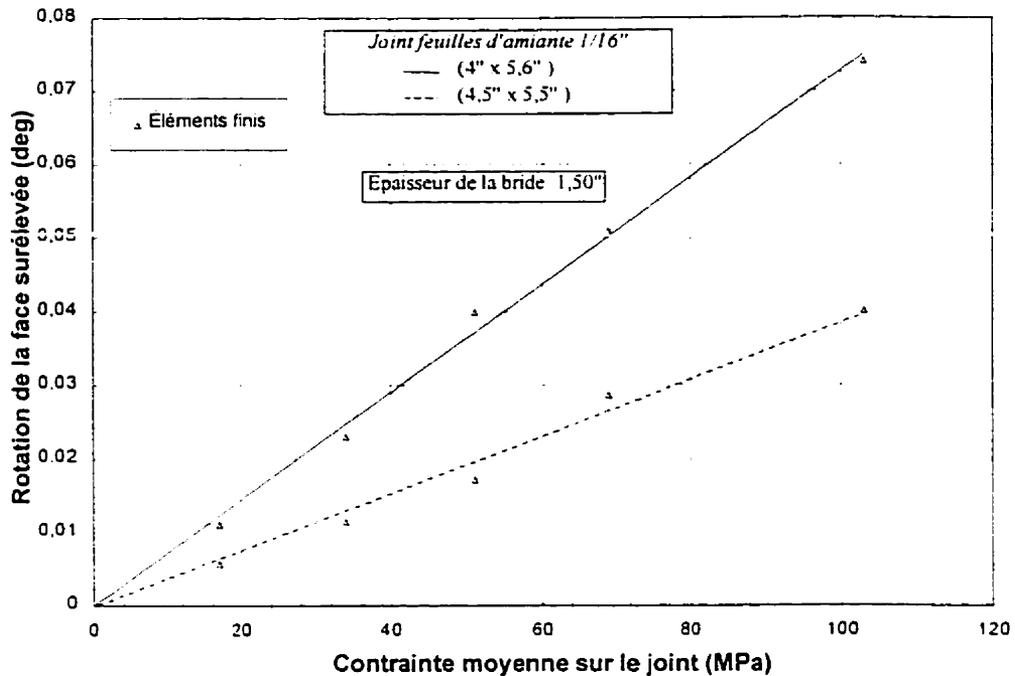
#### 3.4.1 Influence de la friction et de la largeur du joint

Comme la distribution non uniforme de la contrainte sur le joint est gérée par la rotation de la bride, les deux facteurs (friction et largeur de joint) mentionnés précédemment, ont les mêmes effets sur la rotation de la bride.



**Figure 3.5** Influence de la friction sur la rotation de la face surélevée

La figure 3.5 présente la rotation de la face surélevée de la bride pour les différents coefficients de friction. Nous remarquons que les rotations sont quasiment les mêmes et que l'influence de la friction est négligeable. Cet effet négligeable de la friction a été également remarqué pour la distribution de la contrainte sur le joint.



**Figure 3.6** Influence de la largeur du joint sur la rotation de la face surélevée

La figure 3.6 montre les rotations de la face surélevée de la bride pour les deux largeurs du joint indiquées précédemment. Nous voyons que l'effet de la largeur n'est pas négligeable comme dans le cas de la friction. Les rotations sont plus importantes avec le joint le plus large 20,32 mm (0,8"). Elles sont deux fois plus grandes que celles avec le joint de 12,7 mm (0,5") de largeur.

Enfin, un coefficient de friction égal à 0.6 approprié aux métaux de chacun des plateaux et de la face de la bride a été choisi, ainsi qu'une largeur de 20,32mm (0,8") d'un joint 101,6mm x 142,24mm (4" x 5,6") a été sélectionnée pour mener toute l'étude par éléments finis.

### 3.4.2 Rotation de la bride : Vérification du modèle d'éléments finis

Nous allons maintenant traiter la rotation de la bride obtenue par éléments finis et la comparer avec celle mesurée expérimentalement.

Dans un premier temps, nous allons analyser la rotation des deux flasques de la bride qui produit la mise en parapluie de la bride. Cette rotation a été calculée en utilisant la différence entre les déplacements axiaux au niveau du diamètre extérieur du joint et du diamètre extérieur de la bride. La même procédure de mesure a été adoptée lors des essais expérimentaux. La figure 3.7 montre la variation de la rotation pour une bride de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint (A9). Cette variation est approchée par une droite de tendance qui passe par l'origine. Nous constatons que la rotation augmente proportionnellement avec la contrainte appliquée sur le joint. Pour cette épaisseur de bride, la rotation atteint un maximum de 0,066 degré avec une contrainte de 103 MPa (15000 psi) sur le joint. La figure 3.7 montre une très bonne concordance entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus par éléments finis pour toutes les contraintes.

La même remarque peut-être faite en observant les résultats obtenus avec le joint (G2) présentés à la figure 3.8. En regardant les deux figures précédentes, nous constatons que le type de joint n'influence pas la rotation de la bride, la rotation est la même pour les deux joints dans les résultats expérimentaux et par éléments finis. La rotation de la bride avec le joint métalloplastique (DJ) (figure 3.9) est semblable aux deux cas précédents.

Nous allons maintenant comparer les rotations obtenues avec différentes épaisseurs de la bride pour le joint (A9). La figure 3.10 qui regroupe toutes les rotations, montre une bonne concordance entre les éléments finis et les résultats expérimentaux. Dans le cas de la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur et avec le joint (A9), l'expérience donne une rotation de 0,16 degré quand la contrainte moyenne sur le joint

atteint 103 MPa (15000 psi). Pour la même contrainte, l'étude par éléments finis donne une rotation égale à 0,162 degré. Plus précisément, sous la contrainte 103 MPa (15000 psi), la rotation varie entre 0.067 degré pour l'épaisseur 38,1 mm (1.50") et 0,162 degré pour l'épaisseur de 19,05 mm (0.75"). En plus, pour les épaisseurs 25,4 mm (1,00") et 31.75mm (1.25") de la bride, les deux méthodes ne donnent pas exactement les mêmes rotations, la concordance étant moins bonne que dans le cas de deux autres épaisseurs. Cet effet est probablement dû à un manque de précision lors de l'expérience.

La figure 3.11 présente les mêmes rotations pour toutes les épaisseurs avec le joint (G2). Une légère différence est trouvée entre l'expérience et l'étude par éléments finis, surtout dans le cas de la bride de 19,05 mm (0.75") d'épaisseur. Les résultats expérimentaux de cette épaisseur sont moins bons que ceux des autres épaisseurs. Les angles trouvés sont à peu près égaux aux angles de rotation avec le joint (A9). Les résultats obtenus pour le joint (DJ) sont présentés à la figure 3.12.

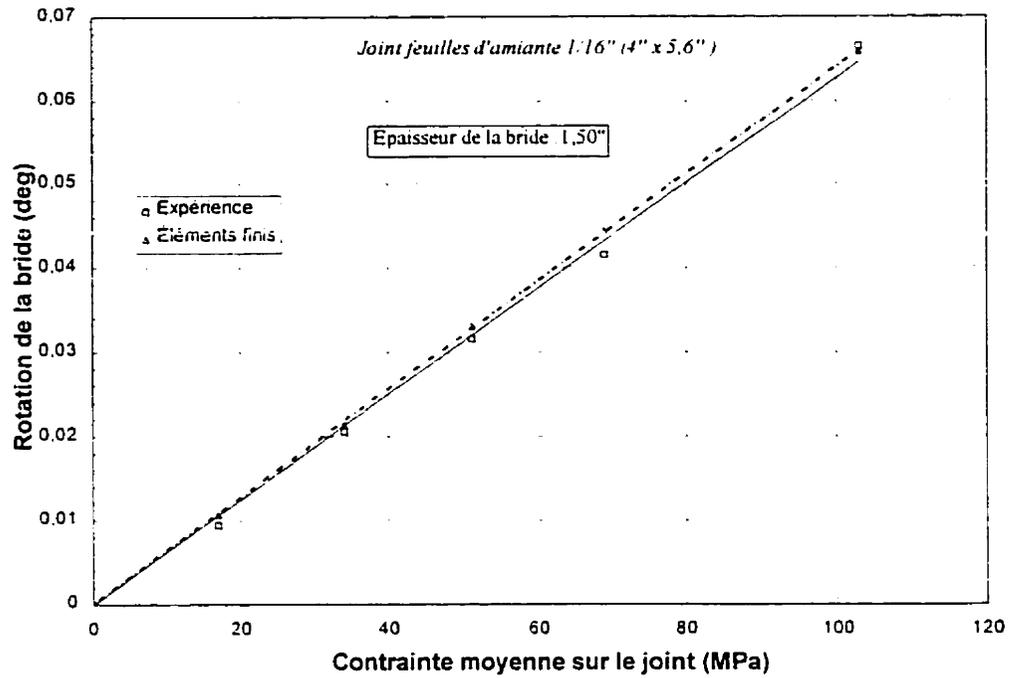


Figure 3.7 Rotation des deux flasques en fonction de la contrainte moyenne (A9)

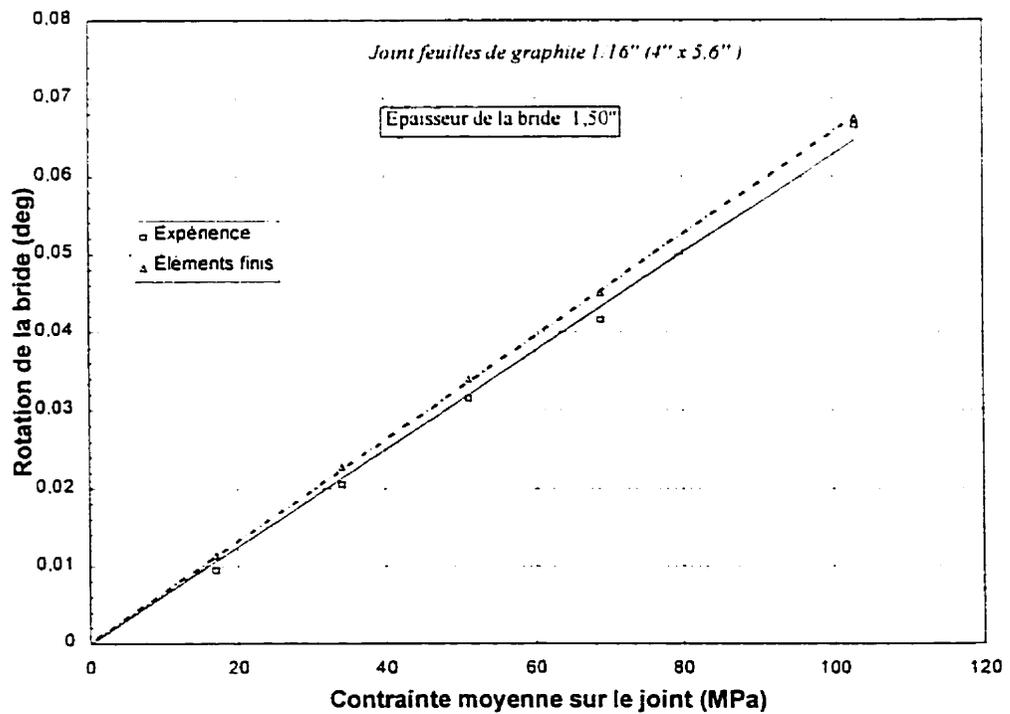


Figure 3.8 Rotation de deux flasques en fonction la contrainte moyenne (G2)

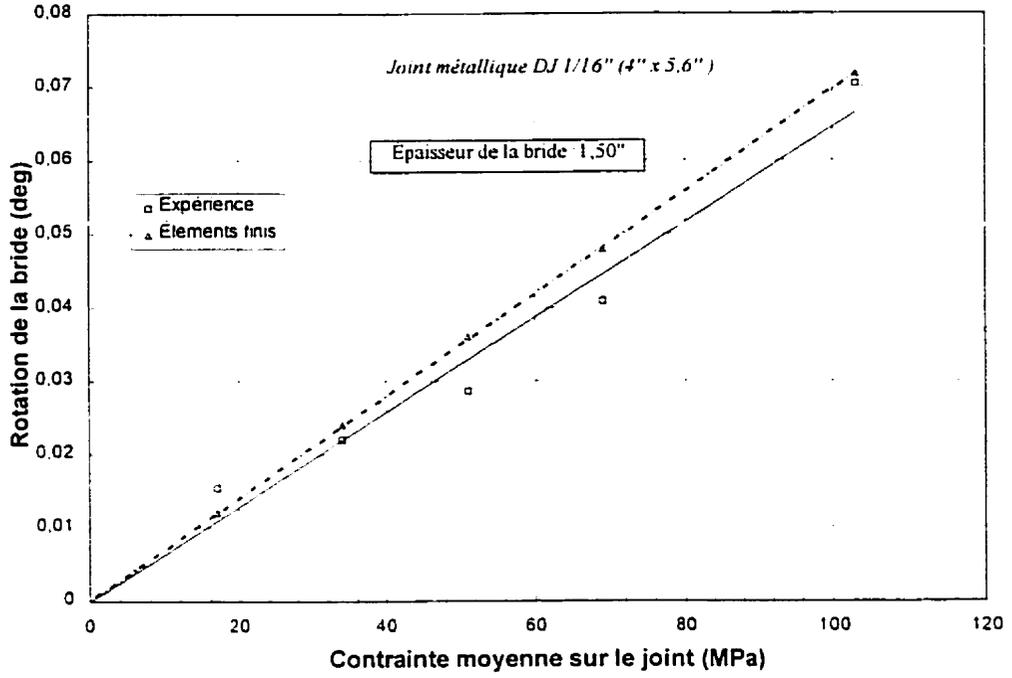


Figure 3.9 Rotation de deux flasques en fonction la contrainte moyenne (DJ)

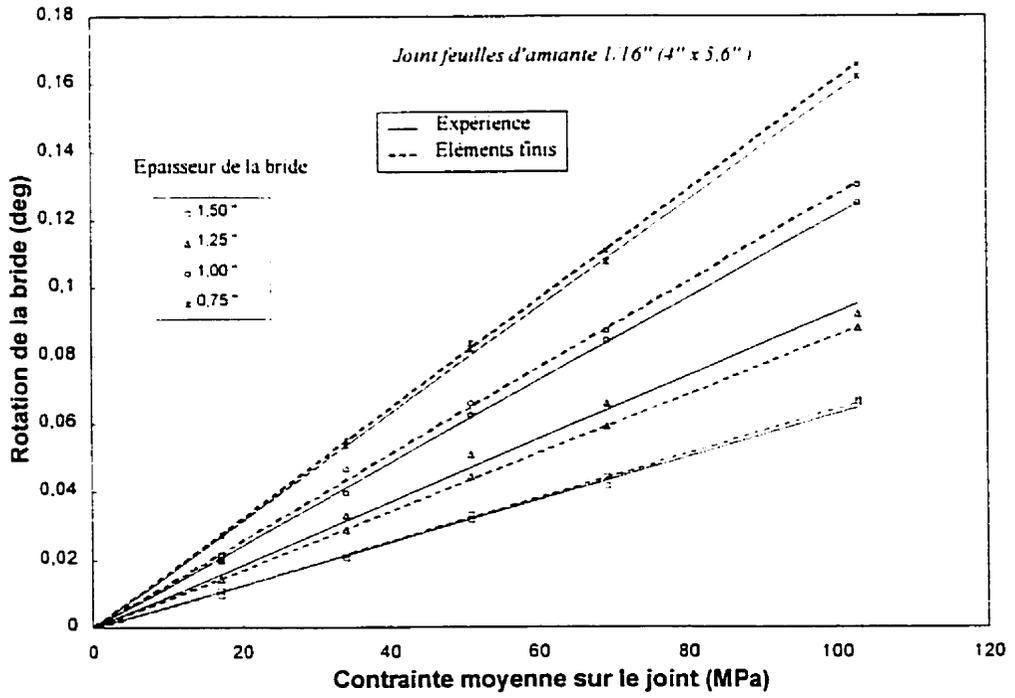


Figure 3.10 Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs de bride (A9)

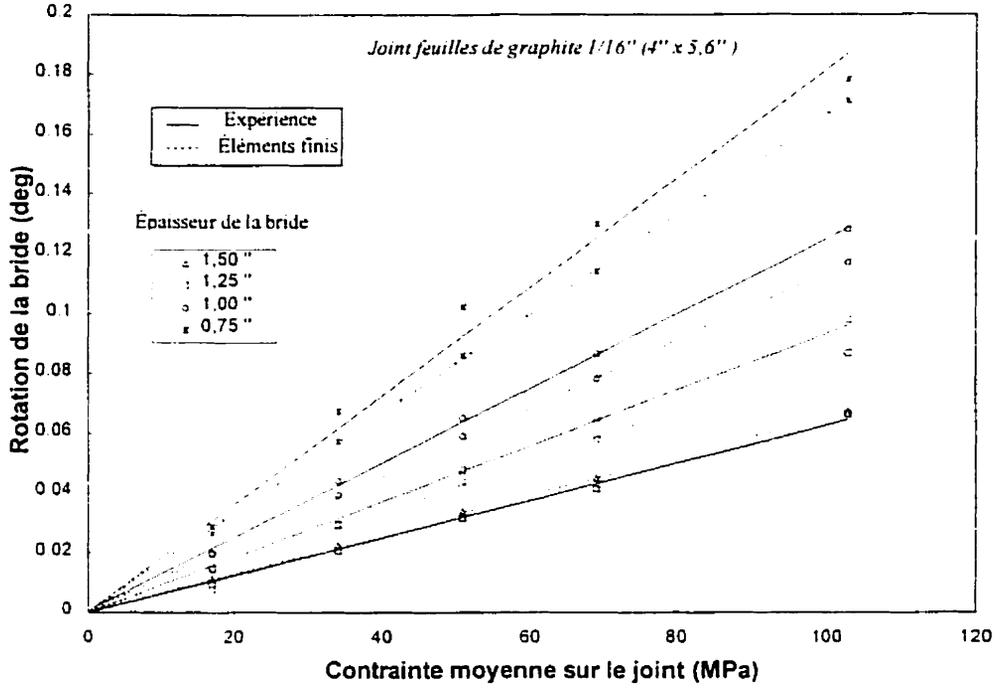


Figure 3.11 Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs de bride (G2)

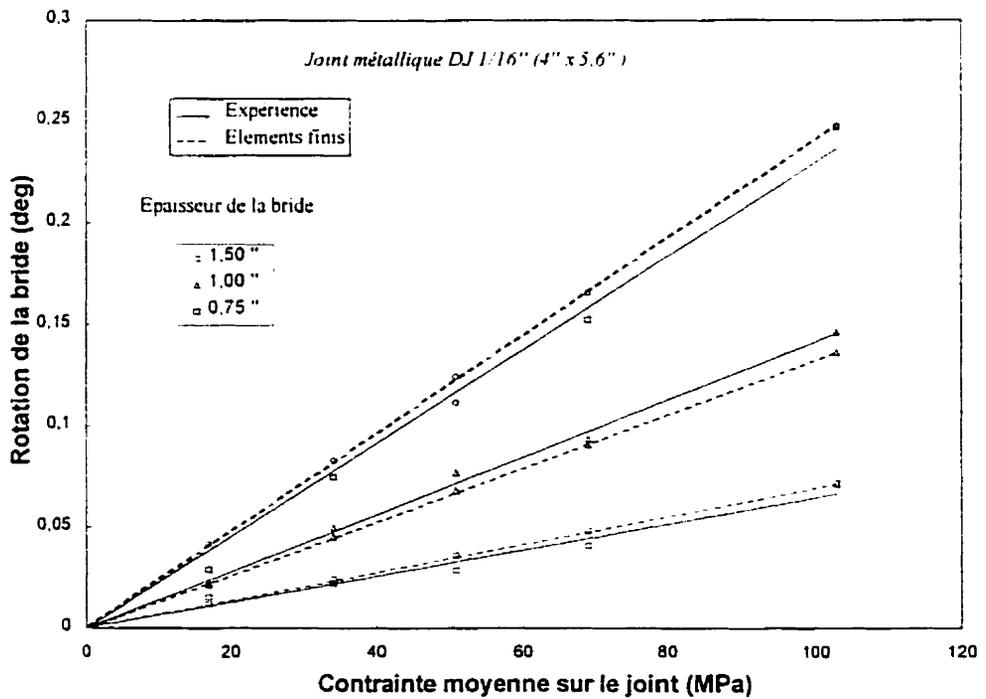


Figure 3.12 Rotation de la bride pour les différentes épaisseurs de bride (DJ)

### 3.5 Rotation de la face surélevée de la bride

Les rotations des deux flasques de la bride viennent d'être analysées. Cela permet de vérifier et de valider notre modèle d'éléments finis. Nous allons maintenant traiter les rotations de la bride au niveau de la face surélevée.

Ces rotations sont obtenues par régression linéaire du déplacement axial des nœuds de la face surélevée. La rotation de la face surélevée est d'importance car elle influence directement la distribution de la contrainte sur le joint, et par le fait même, le niveau de fuite. Cette rotation ne peut être obtenue expérimentalement avec le banc d'essai disponible. Donc, notre analyse va donc porter uniquement sur les résultats obtenus par éléments finis.

Pour le joint (A9) avec une bride de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur, la variation de la rotation de la face surélevée en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint est montrée à la figure 3.13. Cette rotation augmente linéairement avec la contrainte appliquée sur le joint. La figure 3.14 présente toutes les rotations de la face surélevée pour toutes les épaisseurs de bride. Nous constatons que ces rotations sont plus petites que celles de la bride trouvées précédemment. Cela s'explique par le fait que la bride est attachée au plateau de chargement, elle est donc plus rigide et par conséquent, les rotations sont plus petites. Cette différence est plus significative lorsque la bride est plus mince.

Prenons le cas du joint (A9) avec la bride de 19,05 mm (0,75") d'épaisseur, la rotation de la face surélevée est égale à 0,12 degré, tandis qu'elle est de 0,162 degré au niveau de la bride. La figure 3.15 présente les rotations de la face surélevée pour le joint (G2). Ces rotations sont relativement les mêmes que celles obtenues avec le joint (A9). Il existe une légère différence pour l'épaisseur 19,05 mm (0,75") qui est due essentiellement aux matériaux différents constituant les deux joints. Les rotations de la

face surélevée avec le joint métalloplastique (DJ) avec une bride de 38,1 mm (1.50"), sont montrées à la figure 3.16.

Comme il a été mentionné précédemment, la rotation de la face surélevée a été calculée par le biais du déplacement axial de ses nœuds. Nous allons analyser ce déplacement de plus près pour les différentes épaisseurs de bride et pour toutes les contraintes appliquées sur le joint. La figure 3.17 montre les déplacements axiaux de la face surélevée obtenues avec le joint (A9). La première constatation qui peut être faite, est que le déplacement axial augmente avec la contrainte appliquée sur le joint. Ce déplacement est plus important au diamètre extérieur de la face surélevée qu'au diamètre intérieur. Ce déplacement est quasiment linéaire pour les faibles contraintes et forme une mise en parapluie lorsque la contrainte devient élevée. Cette forme est due à la déformation de la surface de contact avec le joint. Elle est plus remarquée au niveau du diamètre extérieur de la face surélevée. La figure 3.18 présente le déplacement axial obtenu avec le joint (A9) pour les quatre épaisseurs de bride. Comme pour les autres cas, plus la bride est mince, plus elle tourne et plus les déplacements axiaux de la face surélevée deviennent importants. Les déplacements axiaux de la face surélevée pour les autres joints sont présentés dans l'annexe (B).

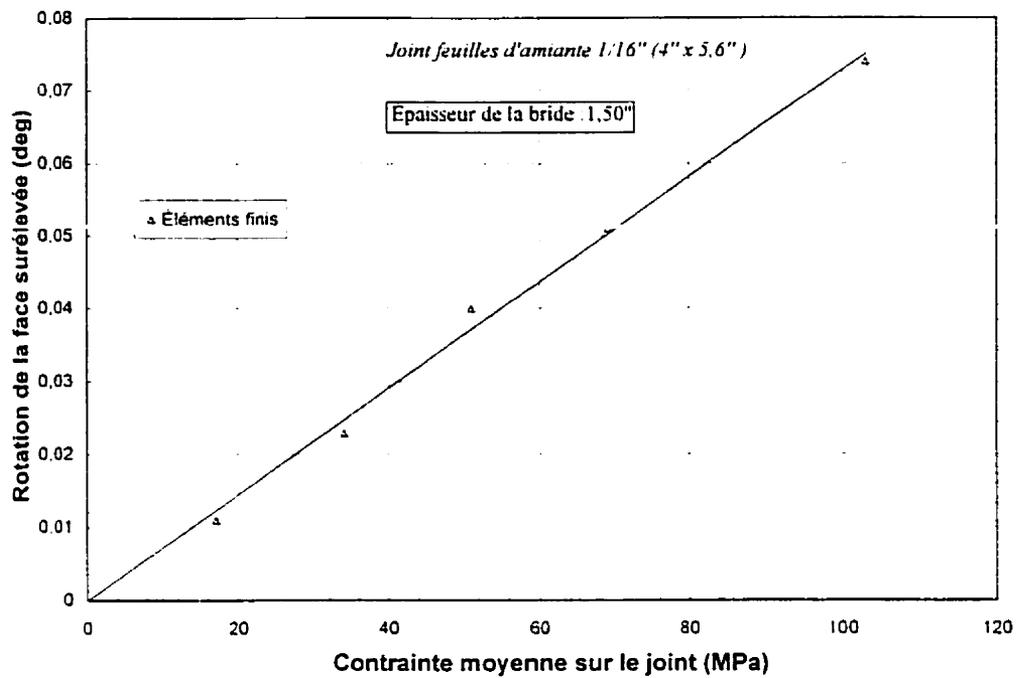


Figure 3.13 Rotation de la face surélevée en fonction de la contrainte moyenne

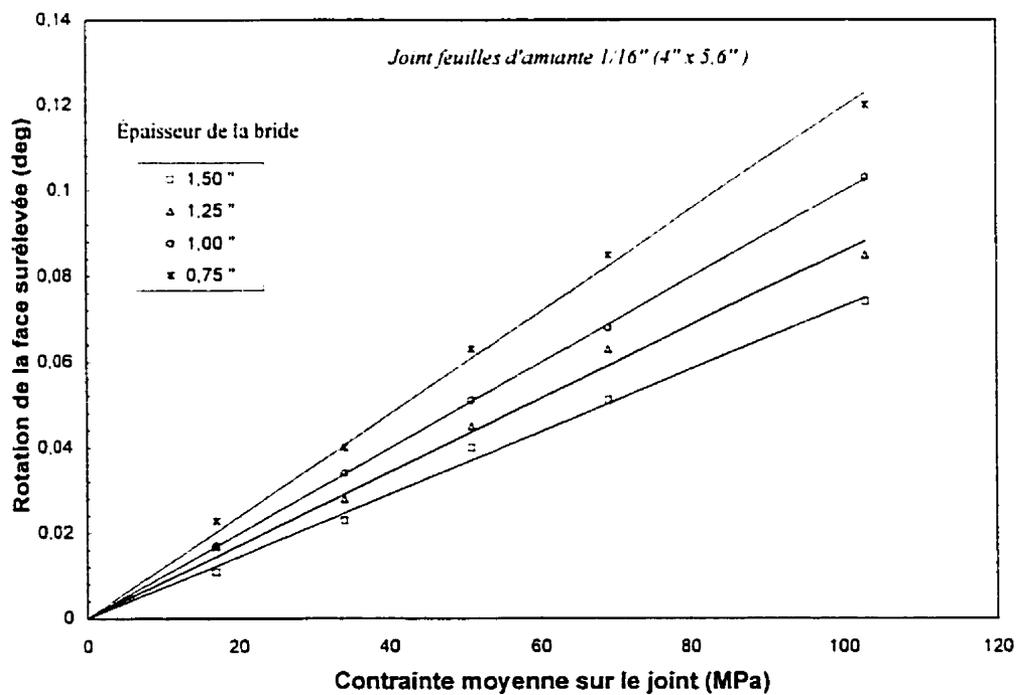


Figure 3.14 Rotation de la face surélevée pour différentes épaisseurs de bride

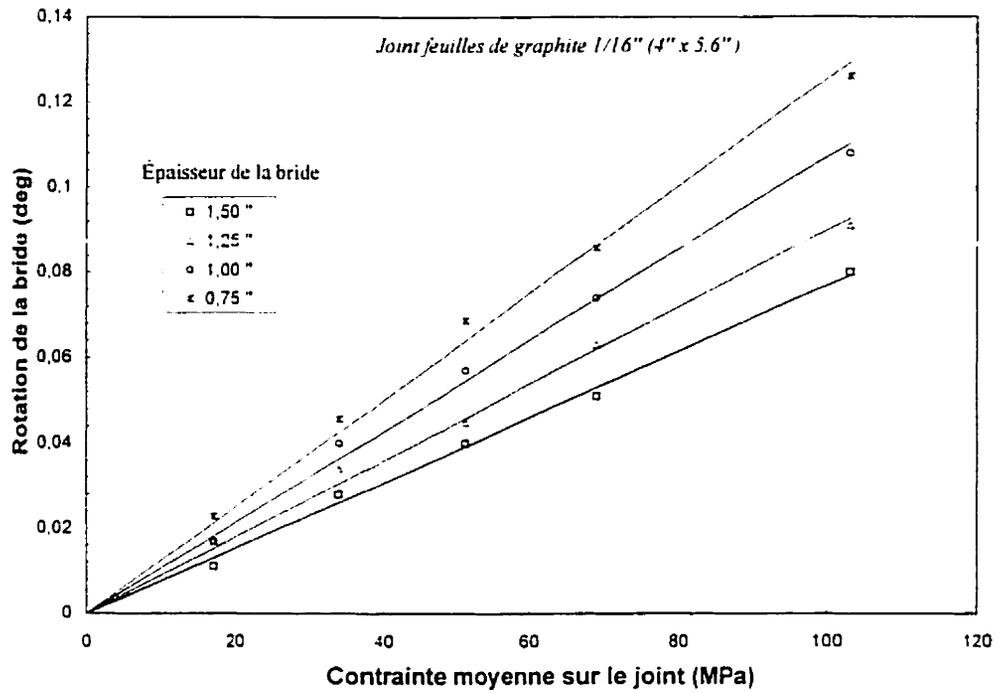


Figure 3.15 Rotation de la face surélevée en fonction la contrainte moyenne

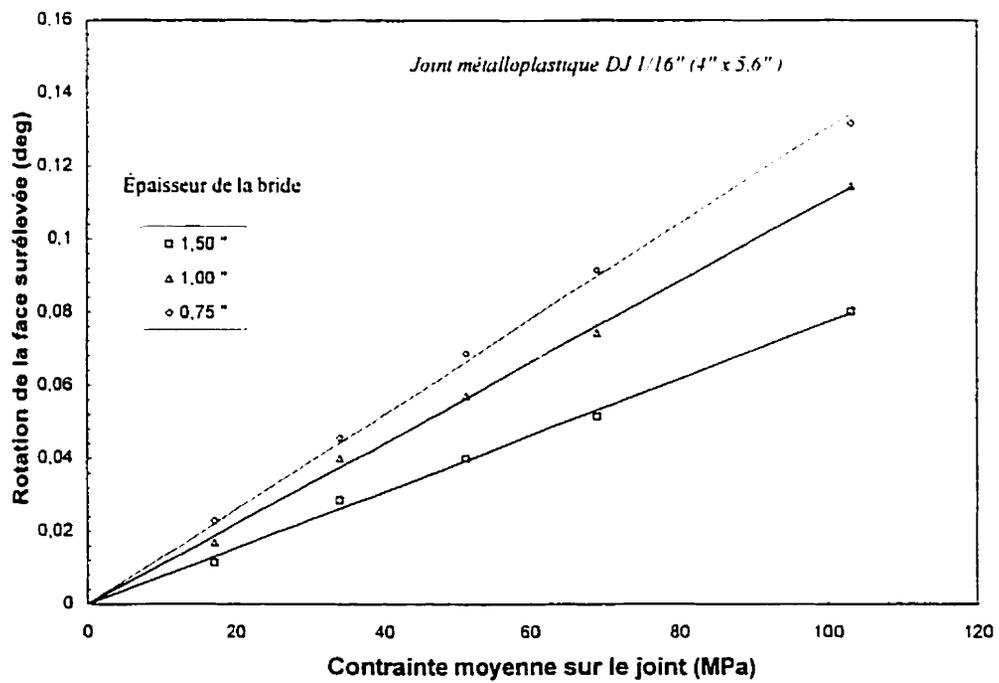


Figure 3.16 Rotation de la face surélevée en fonction de la contrainte moyenne

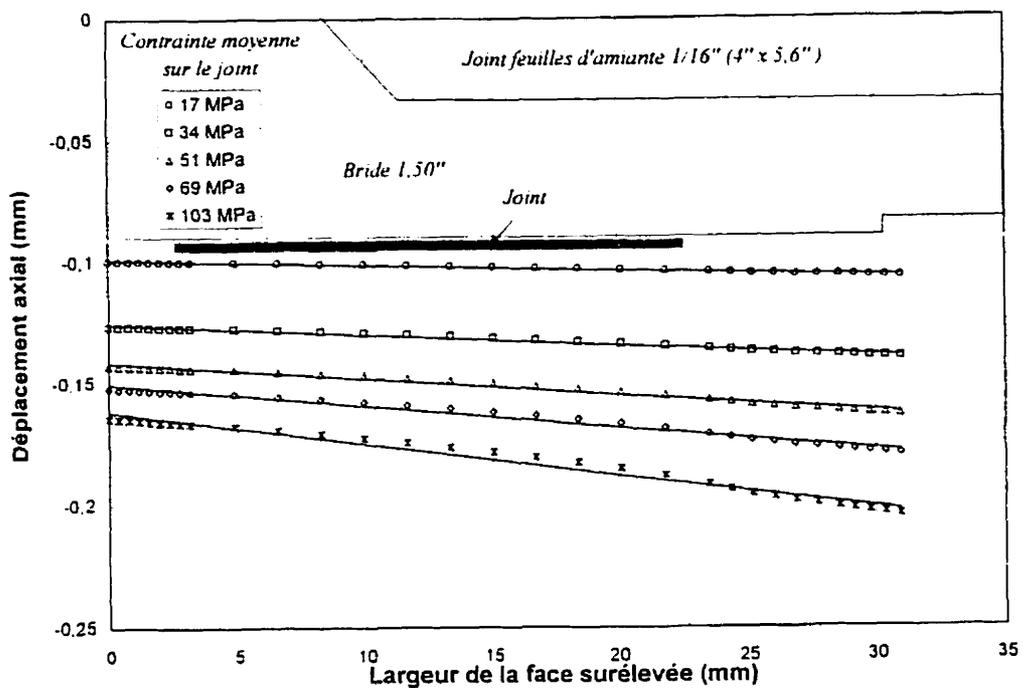


Figure 3.17 Déplacement axial de la face surélevée en fonction de sa largeur

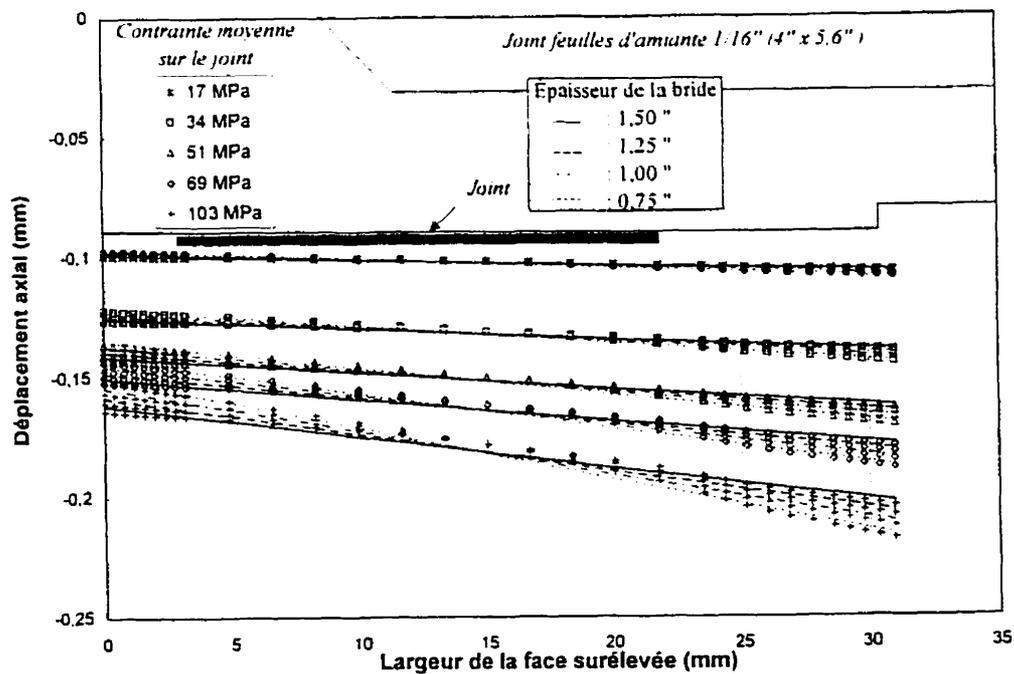


Figure 3.18 Déplacement axial de la face surélevée pour différentes épaisseurs

### 3.6 Distribution radiale de la contrainte de compression sur le joint

Après avoir comparé les rotations de la bride mesurées expérimentalement avec celles calculées par éléments finis, notre modèle a été validé. Dans ce qui suit, nous allons traiter tous les résultats issus de l'étude par éléments finis. La figure 3.19 montre la distribution radiale de la contrainte sur le joint (A9) en fonction du rapport de la largeur du joint pour une bride de 38,1 mm (1.50") d'épaisseur. Les cinq contraintes moyennes du joint semblables à celles appliquées sur le montage à brides flexibles, sont regroupées sur le même graphe. Cette figure montre une distribution radiale non uniforme de la contrainte sur le joint. Cette non uniformité est plus significative pour les grandes contraintes. Prenons comme exemple le cas de la contrainte 103 MPa (15000 psi), où cette contrainte correspond à la contrainte moyenne appliquée sur le joint. Nous remarquons sur le graphe, que la contrainte varie de 151,7 MPa (22000 psi) au diamètre extérieur à 62 MPa (9000 psi) au diamètre intérieur du joint.

À La figure 3.20, une comparaison de la distribution radiale de la contrainte sur le joint a été faite pour les joints (G2) et (A9) avec une bride de 38.1 mm (1,50") d'épaisseur. Nous remarquons que la distribution de la contrainte obtenue avec ces deux joints est semblable. Cependant, avec le joint (A9) nous obtenons une contrainte légèrement plus grande au diamètre extérieur et une contrainte légèrement plus petite au diamètre intérieur du joint. À la figure 3.21, les cinq contraintes moyennes du joint pour les quatre épaisseurs de bride utilisée avec le joint (G2) ont été comparées. Nous constatons que, plus la bride s'amincit, plus la non uniformité de la distribution radiale de la contrainte sur le joint devient importante. Pour la bride d'épaisseur 19,05 mm (0.75"), la contrainte varie de 170 MPa (25000 psi) au niveau du diamètre extérieur, jusqu'à moins de 55 MPa (8000 psi) au diamètre intérieur du joint. Lorsque la contrainte moyenne du joint est de 103 MPa (15000 psi), un phénomène semblable se produit avec le joint (A9), comme le montre la figure 3.22, et pour le joint métalloplastique (DJ) à la figure 3.23. Pour le joint (A9), la distribution radiale de la contrainte sur le joint varie

avec l'épaisseur de la bride de la même façon qu'avec le joint (G2). Cependant, la contrainte est plus grande et varie de 179,3 MPa (26000 psi) au diamètre extérieur à 48,2 MPa (7000 psi) au diamètre intérieur du joint. La même remarque peut être faite pour le joint (DJ), malgré que la contrainte n'atteint pas les mêmes valeurs que dans le cas du joint (G2) et (A9).

Il est très important de noter que, pour un même joint, et avec toutes les épaisseurs de bride, chaque courbe de la variation de la distribution radiale de la contrainte sur le joint pivote autour d'un point unique situé à une distance de 0,58 à partir du diamètre intérieur du joint lorsque la largeur du joint est prise égale à 1. Cela veut dire que la réaction du joint due au chargement des boulons se trouve à cet endroit et non pas au milieu du joint.

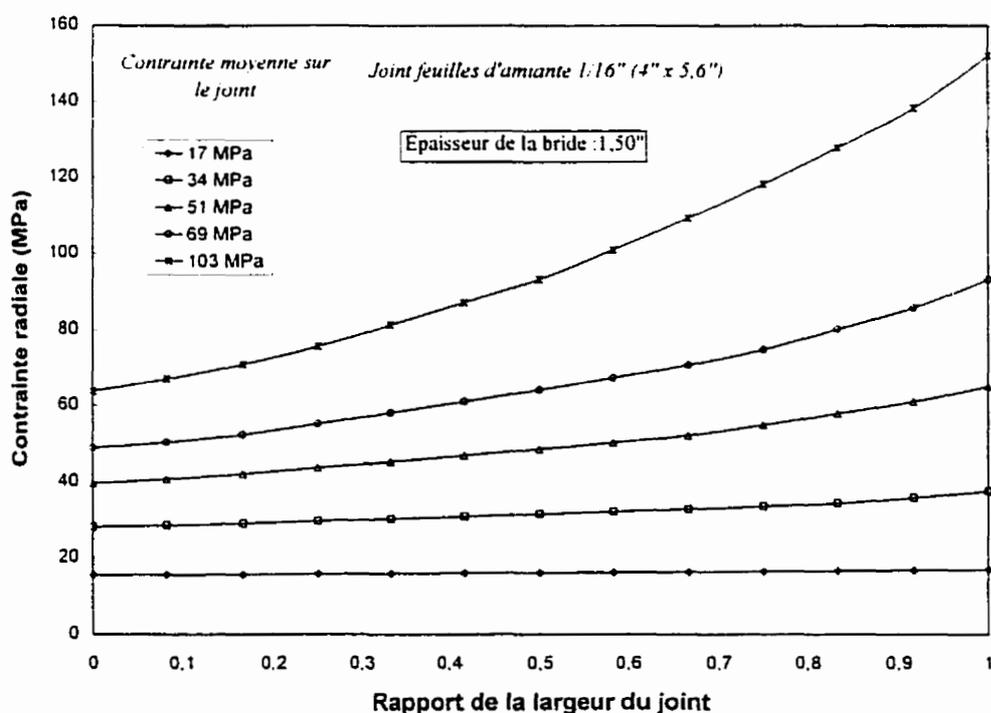


Figure 3.19 Distribution radiale de la contrainte sur le joint (A9)

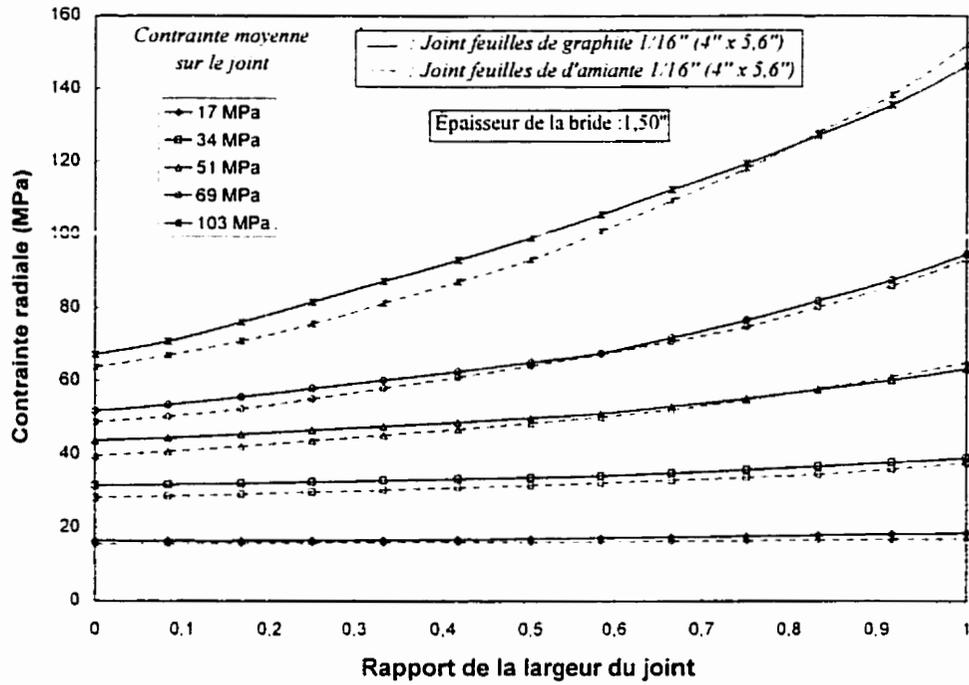


Figure 3.20 Distribution radiale de la contrainte sur les joints (A9) et (G2)

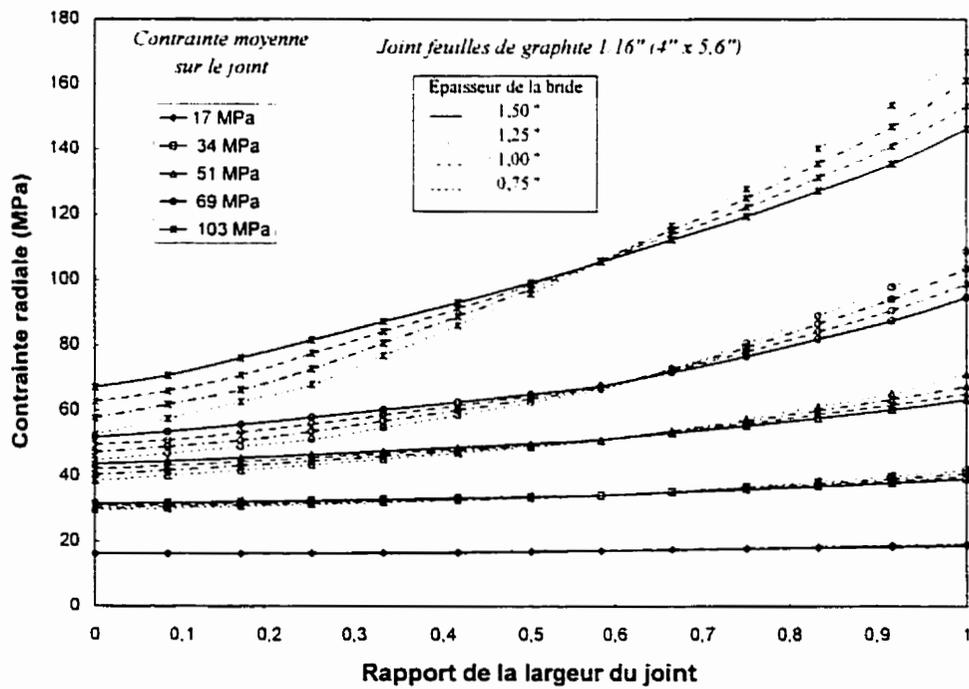


Figure 3.21 Distribution radiale de la contrainte sur le joint (G2)

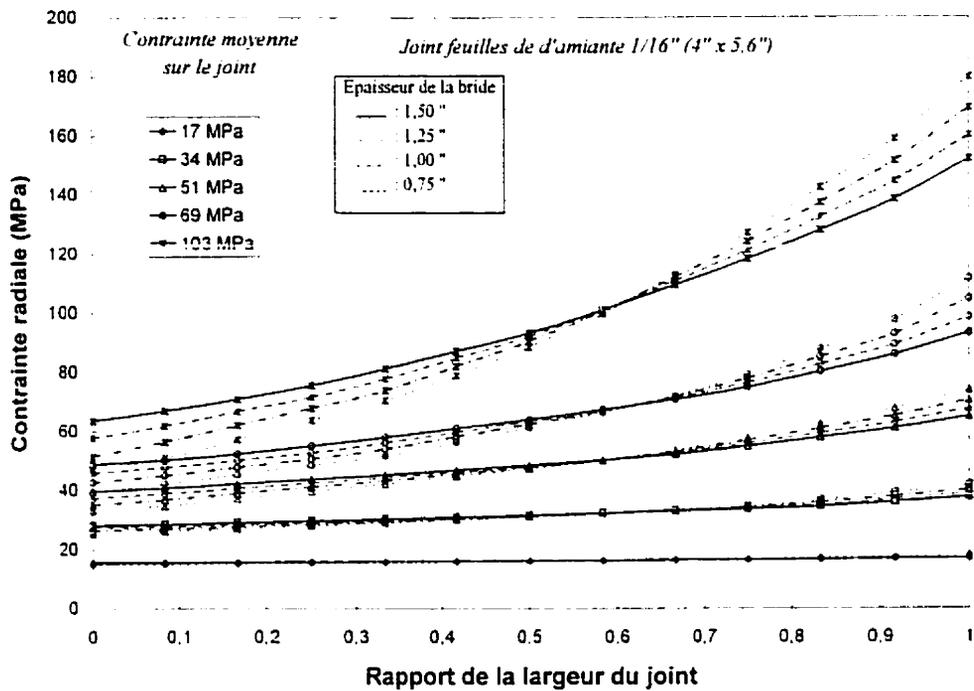


Figure 3.22 Distribution radiale de la contrainte sur le joint (A9)

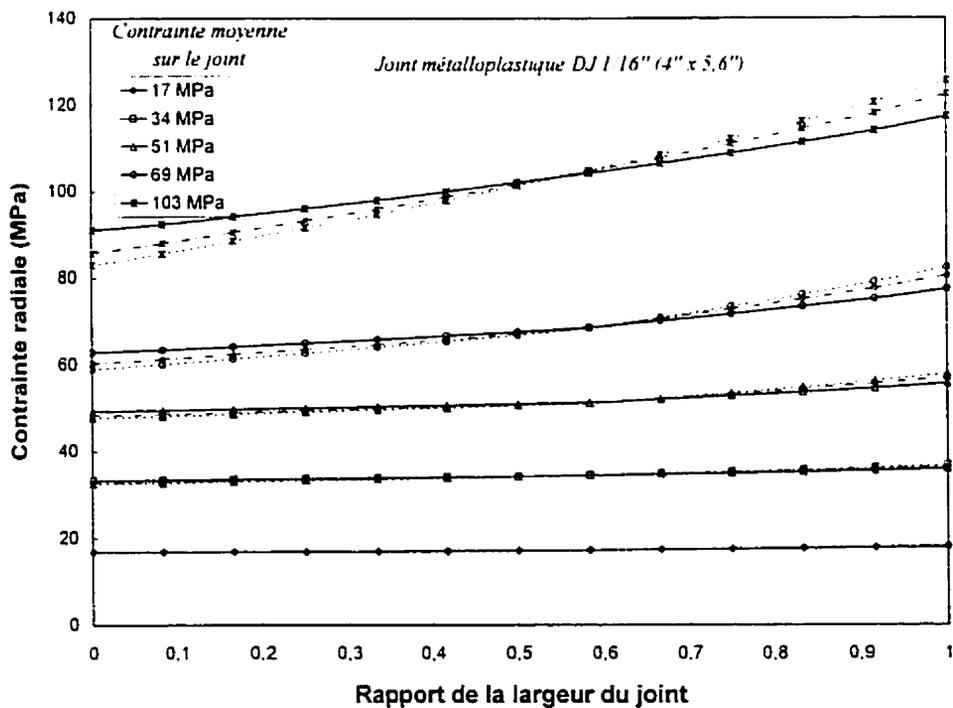


Figure 3.23 Distribution radiale de la contrainte sur le joint métalloplastique (DJ)

### 3.7 Écrasement du joint

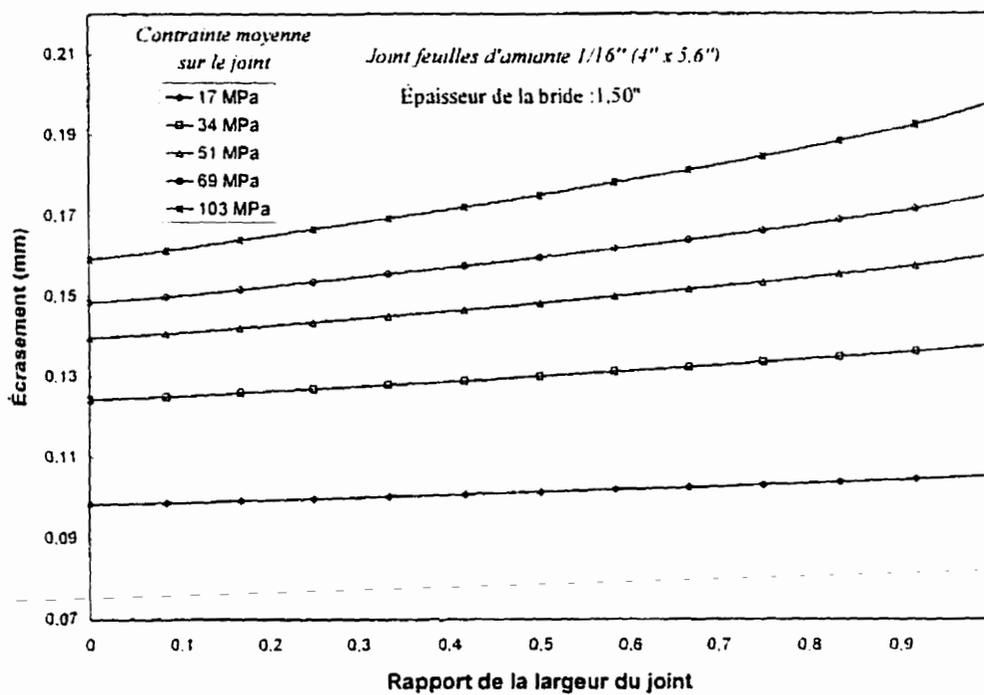
Dans la partie qui suit, nous allons analyser l'écrasement des joints pour chaque épaisseur de la bride en fonction de la contrainte sur le joint.

Dans le cas du joint (A9) et de la bride d'épaisseur 38,1 mm (1,50") (figure 3.24), nous remarquons que la variation de l'écrasement du joint en fonction du rapport de sa largeur, suit la même allure que la variation de la contrainte sur le joint. Cela est expliqué par le fait que l'écrasement du joint est géré par la distribution de la contrainte sur le joint et *vice versa* puisque contrainte et déformation sont liées. Le joint est plus écrasé au niveau du diamètre extérieur qu'au niveau du diamètre intérieur. La figure 3.25 montre une comparaison entre l'écrasement des joints (A9) et (G2) pour la bride de 38,1 mm (1,50") d'épaisseur. Due aux matériaux différents dont les joints sont faits, l'écrasement du joint (G2) est plus important que celui du joint (A9). Il varie au niveau du diamètre intérieur entre 0,101 mm (0,0040") et 0,167 mm (0,0066") pour le joint (A9) et entre 0,233 mm (0,0092") et 0,330 mm (0,013") pour le joint (G2).

Les figures 3.26 et 3.27, présentent l'écrasement des joints (A9) et (G2) pour toutes les épaisseurs de la bride. Ces écrasements produisent des courbes qui suivent la même allure que la distribution de contrainte sur le joint mentionnée précédemment. Nous remarquons que l'écrasement du joint devient important au niveau du son diamètre extérieur quand la bride devient mince. De plus, chaque courbe pivote autour du même point décrit auparavant, ce qui confirme que l'écrasement du joint et la distribution radiale de la contrainte sur le joint sont deux paramètres intimement liés.

À partir de la figure 3.28, nous constatons que l'écrasement du joint (DJ) est plus important que les écrasements des deux autres joints, car le joint (DJ) est plus épais. L'écrasement varie entre 0,546 mm (0,0215") et 0,8380 mm (0,033") au niveau du

diamètre intérieur et entre 0,558 mm (0,022") et 0,889 mm (0,035") au niveau du diamètre extérieur.



**Figure 3.24** Écrasement du joint (A9) en fonction du rapport de sa largeur

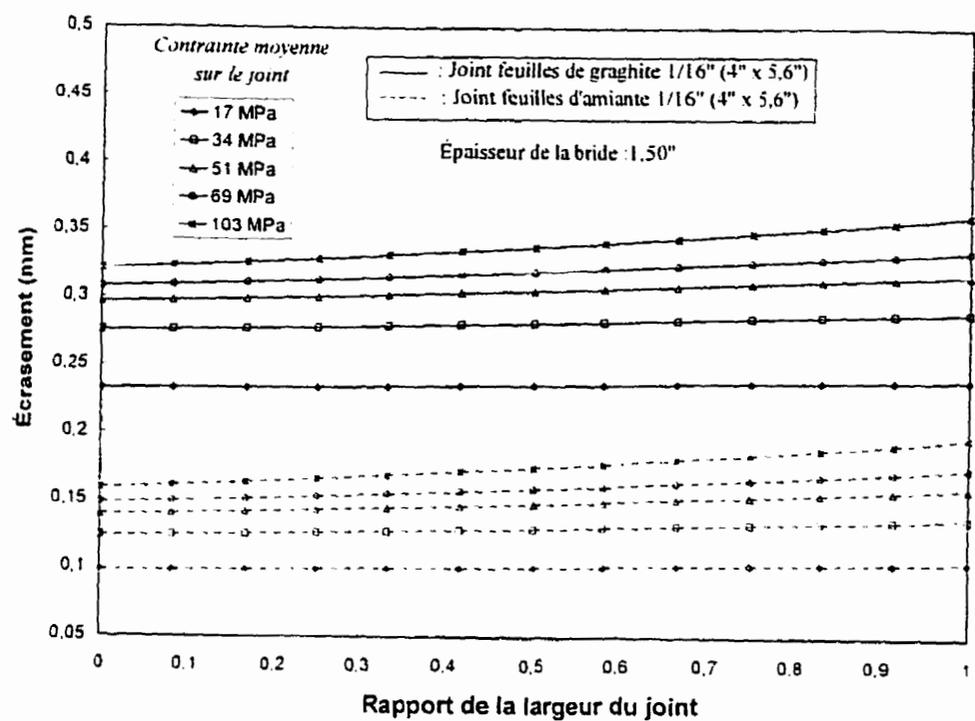


Figure 3.25 Écrasement des joints (A9) et (G2)

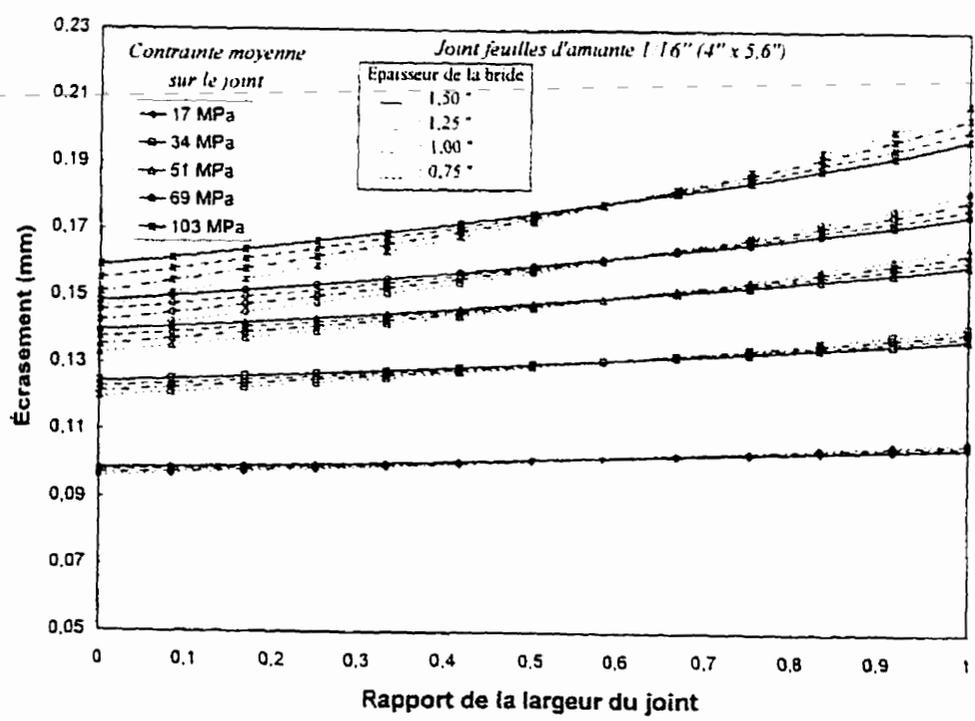


Figure 3.26 Écrasement du joint (A9) pour les différentes épaisseurs de bride

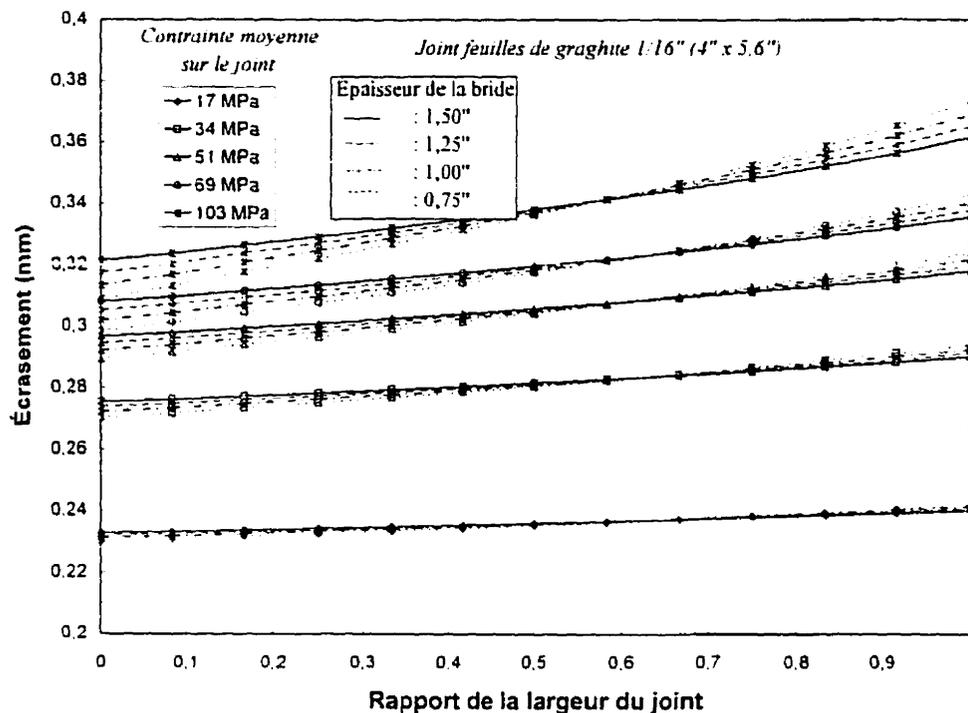


Figure 3.27 Écrasement du joint (G2) pour les différentes épaisseurs de bride

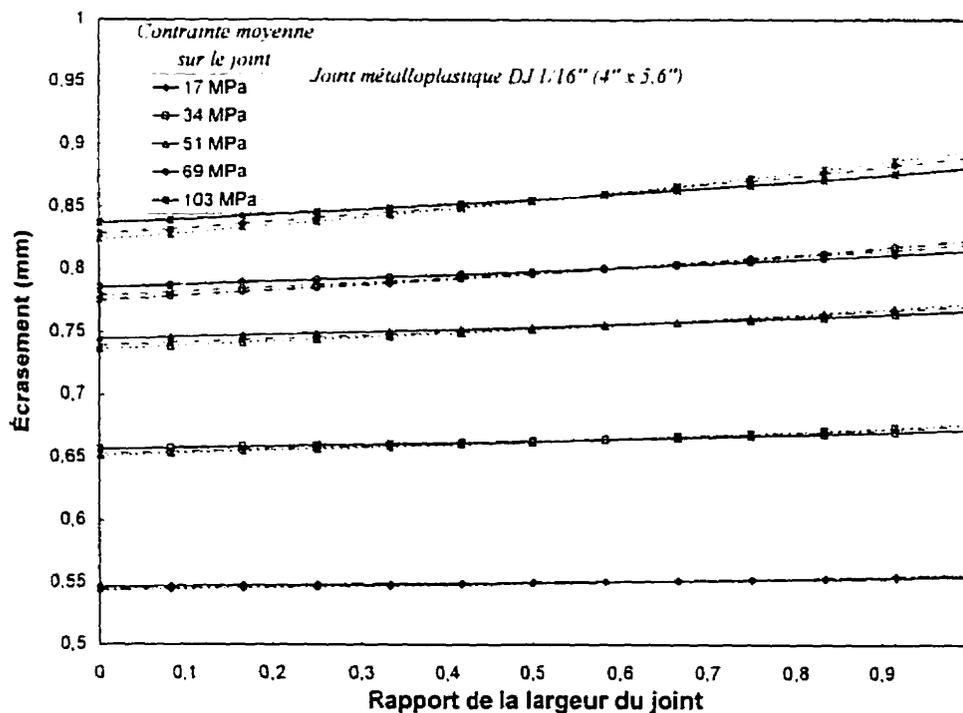


Figure 3.28 Écrasement du joint (DJ) en fonction du rapport de sa largeur

### 3.8 Influence de la rotation de la bride sur la fuite

Dans la partie 2.7, nous avons analysé les fuites mesurées avec le banc d'essais à plateaux rigides et avec les brides flexibles. Nous avons trouvé que les fuites mesurées avec les brides flexibles sont plus petites que celles mesurées avec les plateaux rigides, et cet effet est d'autant plus prononcé que la rotation des brides flexibles est grande.

Nous allons maintenant exploiter tous les résultats obtenus afin de trouver un lien entre les fuites et la rotation de la bride.

Nous allons répondre à la question suivante: sous une contrainte moyenne appliquée sur le joint avec les brides flexibles, quelle serait la contrainte moyenne équivalente nécessaire à appliquer avec le banc d'essais à plateaux rigides afin d'obtenir la même fuite que celle mesurée avec les brides flexibles?

Pour répondre à cette question, nous allons utiliser la relation qui existe entre la contrainte moyenne appliquée et les fuites mesurées avec le banc à plateaux rigides sous trois pressions différentes. Les figures 3.29, 3.30 et 3.31 représentent cette relation pour les trois joints testés. À partir d'une fuite mesurée pour une pression donnée sur les brides flexibles, nous pouvons déterminer par extrapolation, à partir des figures 3.29, 3.30 et 3.31, la contrainte moyenne équivalente à appliquer avec des plateaux rigides afin d'obtenir la même fuite. La même procédure d'analyse sera suivie avec tous les joints testés.

La figure 3.32 représente les contraintes équivalentes nécessaires en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint (G2) pour une pression d'hélium de 2,758 MPa (400 psi). Également, la contrainte moyenne est présentée afin de la comparer avec les contraintes calculées et avec les contraintes maximales obtenues par éléments finis. Les autres courbes qui correspondent aux joints (G2) et (DJ) sont montrées aux figures 3.33

et 3.34 et celles pour les trois niveaux de pression sont montrées dans l'annexe (B). Nous remarquons que ces courbes correspondent pratiquement aux courbes de contraintes maximales trouvées par éléments finis au niveau du diamètre extérieur du joint (Fig.3.20 à 3.23).

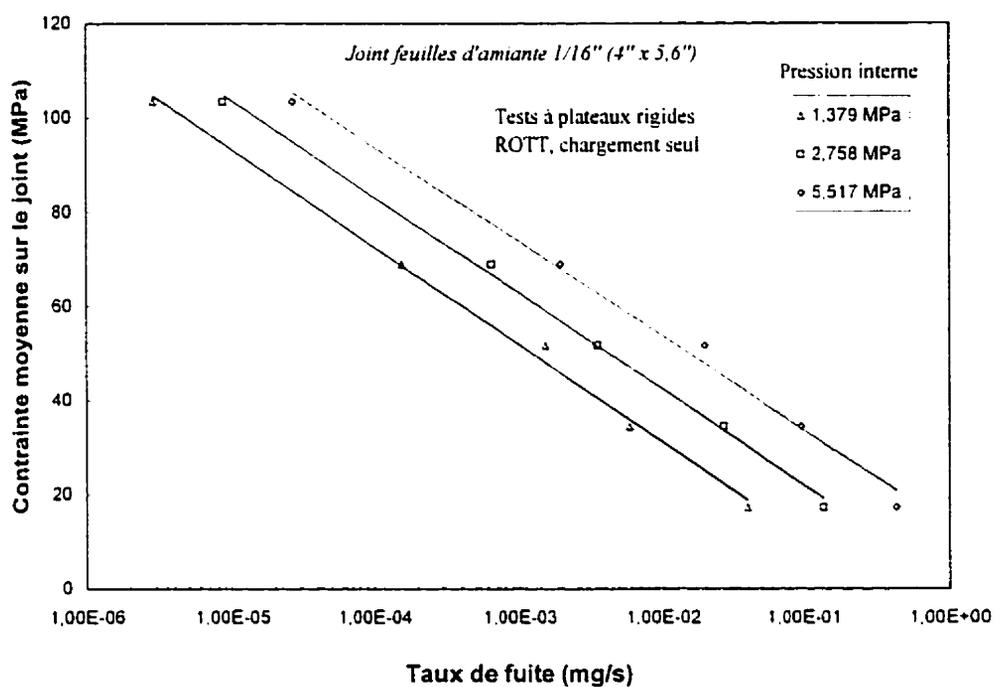


Figure 3.29 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9)

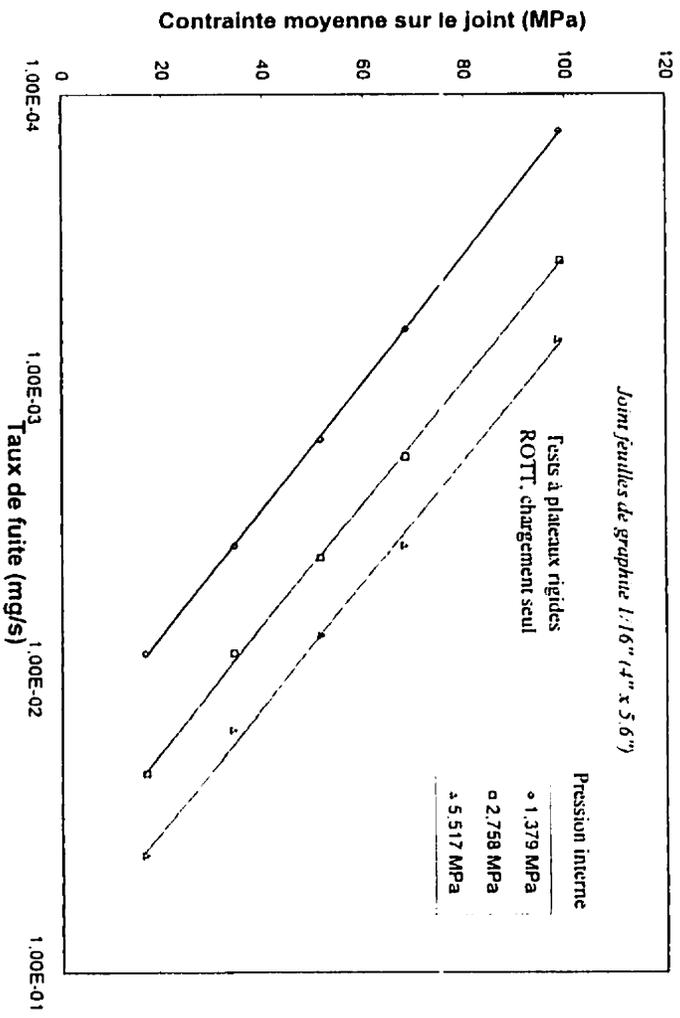


Figure 3.30 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (G2)

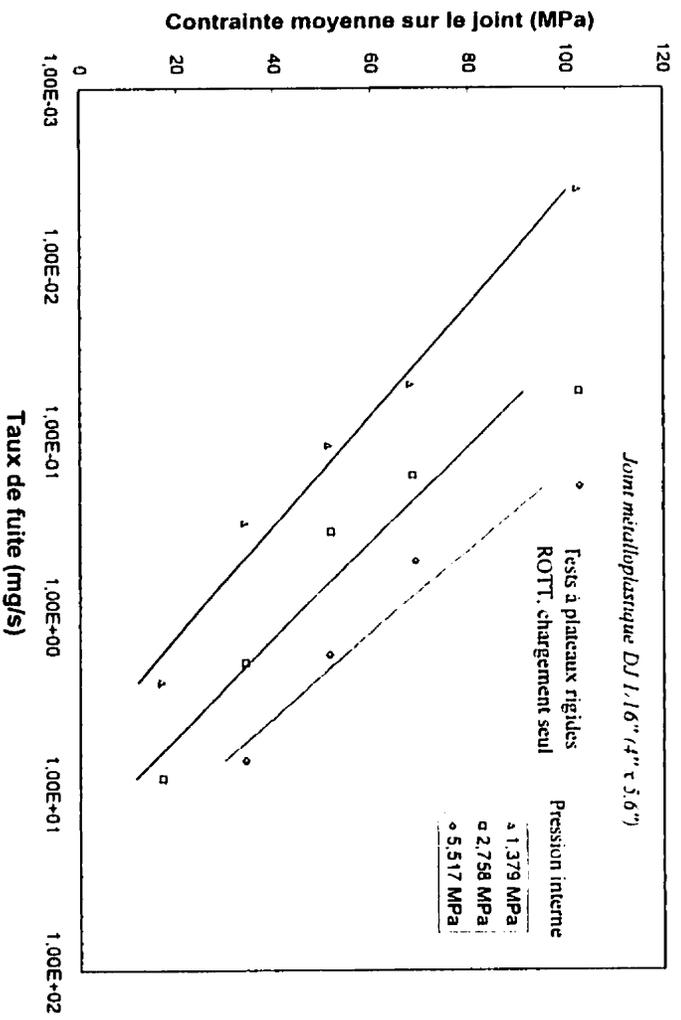


Figure 3.31 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (DJ)

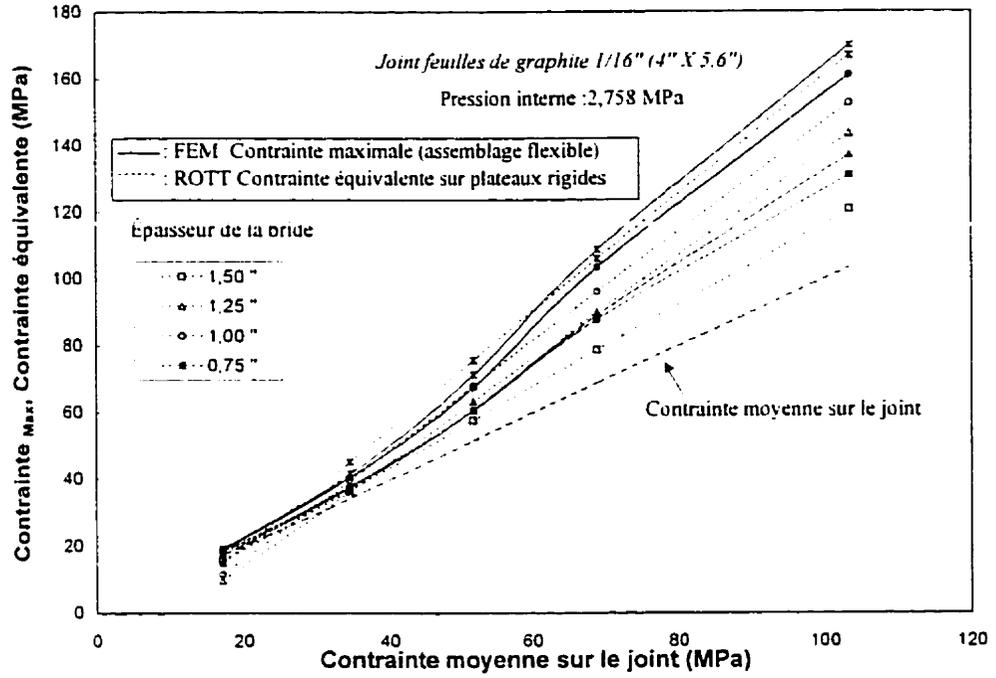


Figure 3.32 Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite

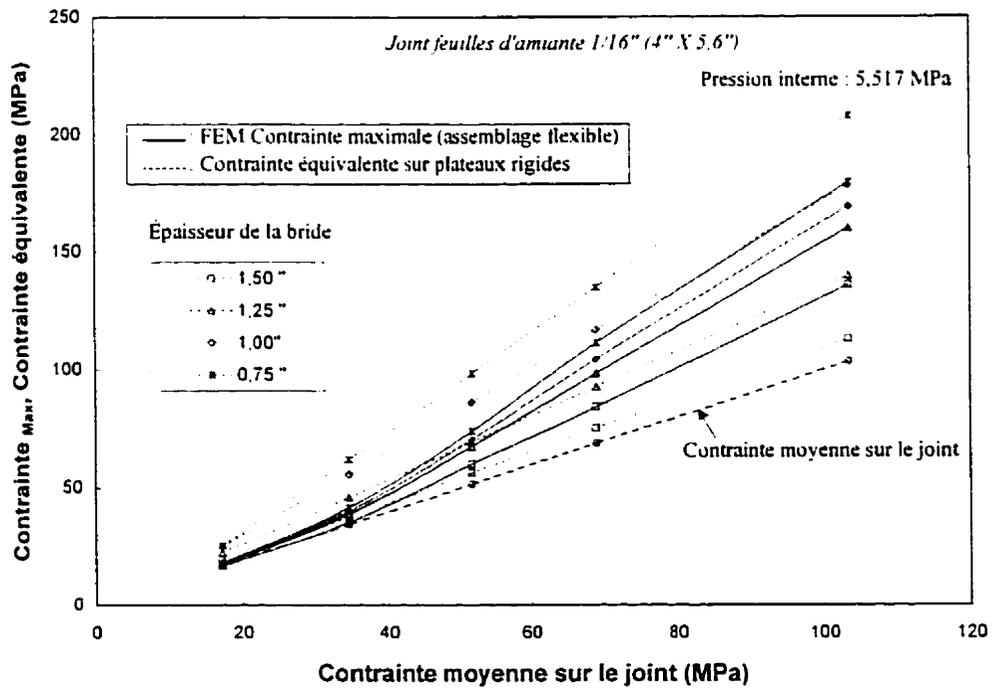
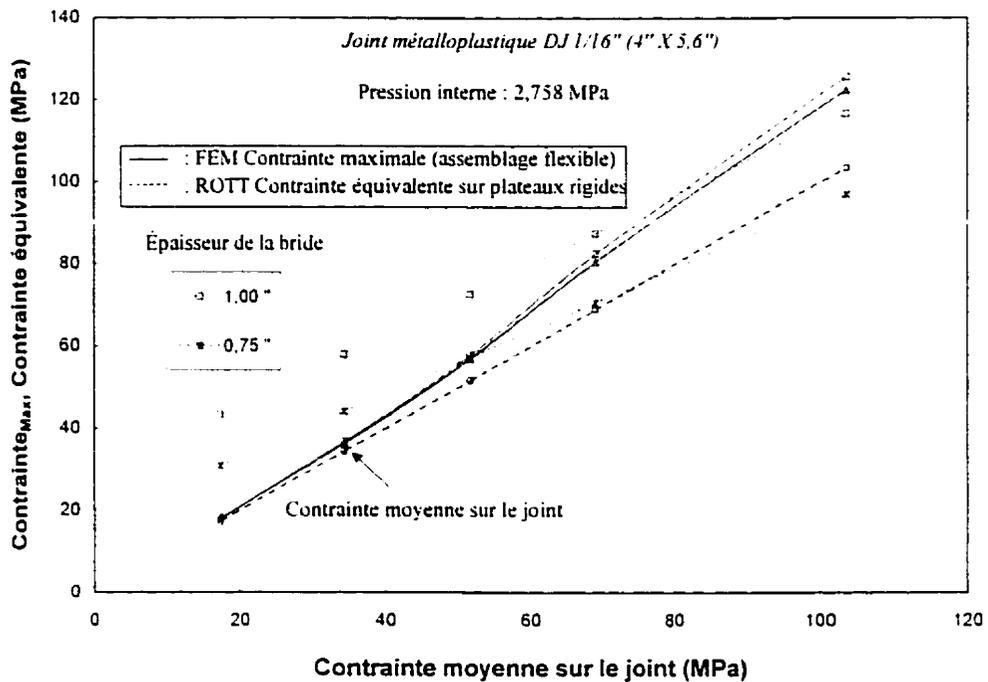


Figure 3.33 Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite



**Figure 3.34** Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite

## CHAPITRE IV

### PERFORMANCE DES MODES DE CALCUL

#### 4.1 Introduction

Nous avons effectué dans le chapitre qui traite de l'étude expérimentale deux séries d'essais avec mesure de fuites. La première série a été conduite sur un banc normalisé appelé (ROTT) muni de deux plateaux rigides. La deuxième série de fuites a été mesurée sur un montage à brides réelles flexibles qui permet la rotation due au chargement des boulons. Afin de mieux simuler cette rotation et en évaluer l'influence sur la fuite, les brides ont été amincies plusieurs fois. Parallèlement à cette étude expérimentale, une étude par éléments finis a été produite. Cette dernière étude permet d'analyser la distribution radiale de la contrainte sur le joint et de comparer les rotations de la bride avec les valeurs trouvées expérimentalement.

À partir des résultats obtenus, nous avons déterminé une contrainte équivalente à appliquer sur le banc à plateaux rigides qui permet d'obtenir une fuite identique à celle mesurée sur les brides flexibles. Nous remarquons que cette contrainte concorde bien avec la contrainte maximale trouvée par éléments finis située au niveau du diamètre extérieur du joint.

Tout l'enjeu de l'étude sera donc d'exploiter cette nouvelle contrainte équivalente et de voir comment on peut définir une largeur effective du joint qui tient compte de la rotation des brides d'un assemblage réel. Cependant, nous allons d'abord calculer pour la dimension des joints utilisés le long de cette étude, la largeur effective du joint telle que définie dans le code de l'ASME. Cela permettra de comparer les largeurs calculées à partir du code ASME avec celles calculées par la nouvelle approche décrite auparavant.

## 4.2 Calcul de la largeur effective des joints

Dans la partie B du chapitre I, nous avons mis l'accent sur la méthode traditionnelle et la nouvelle approche du code ASME utilisées pour calculer la largeur effective du joint. Ces méthodes sont basées sur la largeur de contact dite d'assise du joint.

Les joints testés dans cette étude ont tous la même largeur de contact  $N$ , qui est égale à 20,32 mm (0,8"). Les largeurs effectives sont calculées selon les formules (3), (4), (5) et (6) (Chapitre I, partie B).

### 4.2.1 Méthode traditionnelle du code de l'ASME

En suivant la méthode traditionnelle dans le code, la largeur de contact  $N$  est égale à 20,32 mm (0,8"). La largeur d'assise  $b_0$  est égale à la moitié de la largeur de contact  $N$ , donc à 10,16 mm (0,4"). Cette largeur d'assise  $b_0$  est supérieure à 6,35 mm (1/4"), donc l'équation (4) sera utilisée. Cela nous donne une largeur effective égale à 8,026 mm (0,316"). En calculant le rapport de cette largeur effective sur la largeur de contact  $N$ , nous avons trouvé un rapport  $b_0/N$  égale à 0,395. Cette largeur effective, d'après la façon dont elle a été décrite, ne tient pas compte de la matière constituant le joint ni sous quelles conditions le joint va être testé. Par conséquent, cette largeur effective restera la même pour tous les joints de cette dimension et sous n'importe quelle pression interne.

### 4.2.2 Nouvelle méthode du code de l'ASME

Avec la nouvelle méthode adoptée dans le code ASME, la largeur effective est calculée de la même façon précédente. Cette fois-ci, la nouvelle largeur d'assise  $n_0$  est

égale à la largeur de contact  $N$ . Dans cette étude, la largeur d'assise  $n_0$  est égale à 20,32 mm (0,8") et elle est supérieure à 12,7 mm ( $\frac{1}{2}$ "), donc l'équation (6) sera utilisée. Ce qui nous donne une largeur effective égale à 16,05 mm (0,632"). Nous remarquons que cette largeur effective est le double de celle calculée avec la méthode traditionnelle du code ASME.

Nous allons maintenant essayer d'analyser ces deux largeurs effectives et de vérifier leur justesse. Une nouvelle largeur effective sera calculée et comparée avec les deux largeurs effectives trouvées par le code ASME.

#### **4.2.3 Nouvelle méthode proposée pour le calcul de la largeur effective**

Dans ce qui suit, un mode de calcul approprié sera établi pour calculer cette largeur effective pour tous les joints et sous les différentes conditions de chargement et de pressurisation, à partir de la contrainte équivalente définie précédemment. Rappelons que cette contrainte équivalente est celle qu'il faudrait appliquer sur les plateaux rigides pour obtenir la même fuite que celle obtenue dans l'assemblage réel pour une condition de rotation donnée et la même pression du fluide appliquée. Elle correspond pratiquement à la contrainte maximale développée sur le joint dans l'assemblage réel.

En ce qui concerne le calcul des assemblages boulonnés (Appendix 2, Section VIII, Div. 1) [30], le code de l'ASME considère que les brides sont rigides et que la force transmise par les boulons se transmet intégralement au joint et se répartie uniformément sur sa largeur réelle  $N$ . Cette approche est conservatrice et la rotation réelle des brides est prise en compte de façon artificielle en introduisant le concept de largeur effective à appliquer sur un assemblage rigide.

Si l'on veut définir une nouvelle largeur effective basée sur l'étanchéité de l'assemblage en fonction de la rotation des brides, tout en maintenant le concept

simplificateur de brides rigides utilisé dans le code, il faut considérer la force de boulonnage comme point de départ.

La force de boulonnage  $F$ , qu'il faudrait appliquer sur une bride réelle pour obtenir une fuite donnée est :

$$F = A_{ge} S_{geq} \quad (7)$$

$A_{ge}$  = surface effective du joint

$S_{geq}$  = contrainte équivalente  $\approx S_{g \max}$

Si l'on veut que la force de boulonnage calculée par le code soit égale à  $F$

Alors :

$$F = A_g S_{gnom} \quad (8)$$

$A_g$  = surface réelle du joint

$S_{gnom}$  = contrainte nominale (moyenne) appliquée sur le joint

On a donc :

$$A_{ge} S_{geq} = A_g S_{gnom} \quad (9)$$

et

$$\frac{A_{ge}}{A_g} = \frac{S_{gnom}}{S_{geq}} \quad (10)$$

Or :

$$A_g = \pi G N \quad (11)$$

et 
$$A_{ge} = \pi G' w \quad (12)$$

En admettant que  $G = G'$  où  $G$  : diamètre du cercle de la réaction du joint au chargement.

Nous trouvons :

$$\frac{A_{ge}}{A_g} = \frac{w}{N} \quad (13)$$

d'où le résultat :

$$\frac{w}{N} = \frac{S_{gmin}}{S_{geq}} \quad (14)$$

où :

$$S_{geq} = S_{g \max}$$

Cela va nous donner une nouvelle largeur effective  $w$  du joint et va répondre à notre question. La nouvelle largeur effective est exprimée par le rapport de cette largeur sur la largeur de contact  $N$  du joint qui est égale à 20,32 mm(0,8"), par la formule (14).

Nous allons maintenant calculer pour chacun des joint et sous les différentes conditions de chargement et de pressurisation cette nouvelle largeur effective  $w$ .

#### 4.2.4 Le joint en feuilles d'amiante de type (A9)

À la figure 4.1, le rapport de la largeur effective  $w$  sur la largeur de contact  $N$  est présenté en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint (A9). Également, les rapports des largeurs effectives issues de deux approches du code ASME sont présentés. Ils forment des lignes droites parallèles, c'est-à-dire que ces deux largeurs ne dépendent pas de la pression interne ni sous quelle contrainte le joint sera testé.

Nous remarquons également que la largeur calculée par l'ancienne approche est en dessous de celle obtenue par la nouvelle approche. Prenons l'exemple de la nouvelle largeur effective calculée du joint (A9) présentée pour les différentes épaisseurs de la bride sous une pression de 5.517 MPa (800 psi). Nous remarquons qu'elle demeure constante est égale à 1 pour la bride de 38,1 mm (1.50") d'épaisseur. Cette largeur  $w$  est égale à la largeur de contact  $N$  du joint. Elle devient ensuite de plus en plus petite quand la bride devient mince et que la contrainte appliquée sur le joint devient importante.

Par contre, pour la bride 31,75 mm (1.25") d'épaisseur, la courbe n'est pas droite et, lorsque la contrainte moyenne sur le joint augmente, la largeur effective diminue légèrement. Cette courbe s'approche de la nouvelle approche du code ASME. Même chose pour la bride d'épaisseur 25,4 mm (1.00"), dès la contrainte 17 MPa (2500 psi) sur le joint, la nouvelle largeur  $w$  est petite, et elle diminue quand la contrainte augmente sur le joint. Cet effet est encore plus significatif avec l'épaisseur de 19,05 mm (0.75"). Les autres graphes qui correspondent aux autres pressions sont présentées dans l'annexe C.

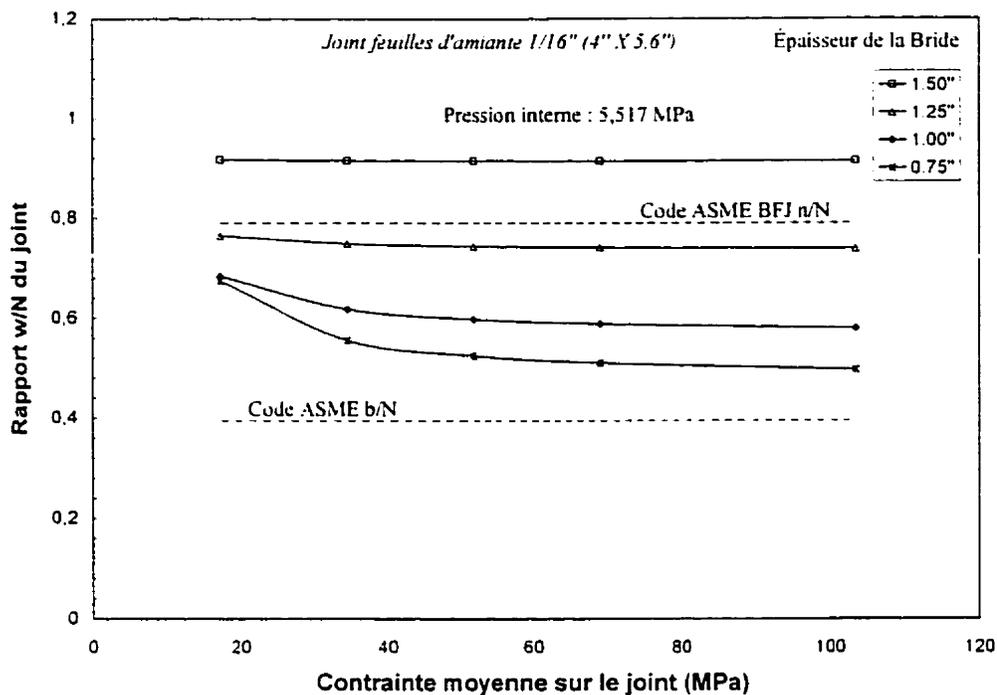


Figure 4.1 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9).

#### 4.2.5 Le joint en feuilles de graphite de type (G2)

La figure 4.2 présente la nouvelle largeur effective  $w$  du joint (G2) avec les deux largeurs effectives données par l'ancienne et la nouvelle approches du code ASME. Prenons l'exemple du joint soumis à une pression de 2,758 MPa (400 psi). Les largeurs calculées par les deux approches du code ASME sont les mêmes que celles du joint (A9). Les courbes qui donnent les nouvelles largeurs effectives suivent la même allure. Sous une contrainte de 34 MPa (5000 psi), les rapports varient entre 0,76 et 0,92.

Ces courbes descendent vers un rapport plus petit quand la contrainte augmente sur le joint, c'est-à-dire, lorsque le joint devient de plus en plus étanche. Également, nous remarquons que les valeurs de la nouvelle largeur effective du joint sont plus proches de

la nouvelle approche du code ASME que de l'approche traditionnelle. Elles varient en fonction de la contrainte appliquée sur le joint et la pression interne.

Les autres largeurs effectives obtenues sous les différentes pressions sont montrées dans l'annexe (C). Ces courbes qui présentent la nouvelle largeur effective  $w$ , suivent plus au moins la même allure et elles sont cohérentes entre elles. Les anomalies trouvées peuvent être liées à l'utilisation de ce mode de calcul basé sur l'extrapolation.

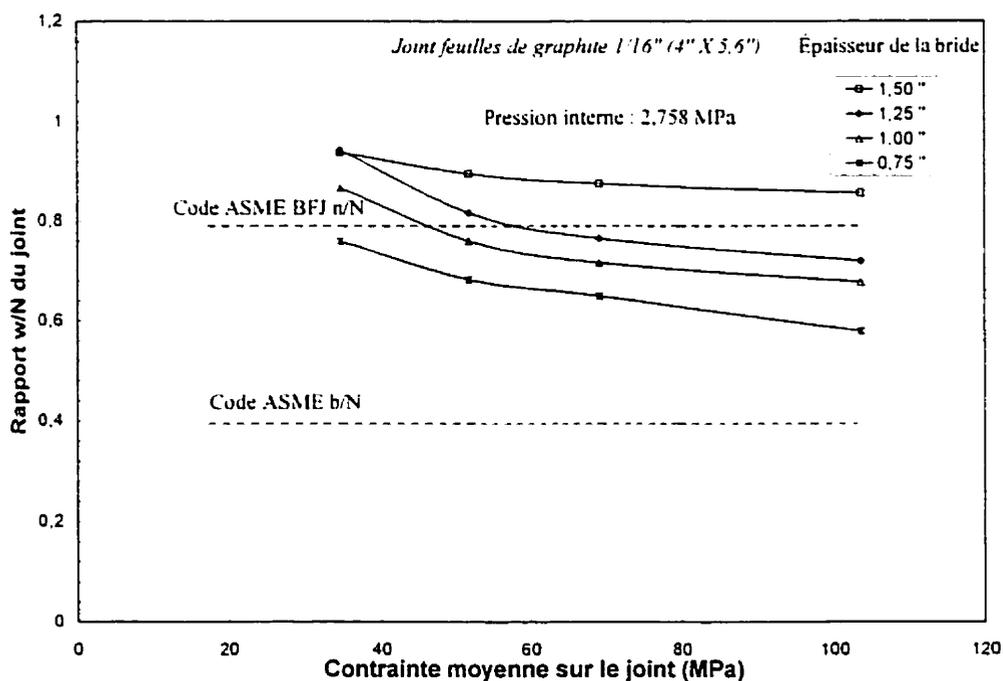


Figure 4.2 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction de la contrainte moyenne sur le joint ( $G_2$ )

#### 4.2.6 Le joint métalloplastique de type (DJ)

Dans le cas du joint (DJ), les résultats sont complètement différents. La figure 4.3 montre la variation du rapport de la largeur effective en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint. Les deux courbes qui présentent les deux approches du code ASME sont les mêmes. Par contre, en regardant celles qui présentent la nouvelle largeur  $w$ , nous constatons que, plus la contrainte augmente, plus la largeur effective  $w$  du joint augmente. Par conséquent, nous concluons que le joint devient de moins en moins étanche quand la bride devient flexible et que sa rotation augmente.

Prenons l'exemple de la bride de 25.4 mm (1,00") d'épaisseur, avec une contrainte de 17 MPa (2500 psi) sur le joint et sous une pression de 2.758 MPa (400 psi), le rapport des largeurs effectives est égal à 0,55. À 103 MPa (15000 psi), il atteint la valeur de 1.1. Les autres courbes sont montrées dans l'annexe (C).

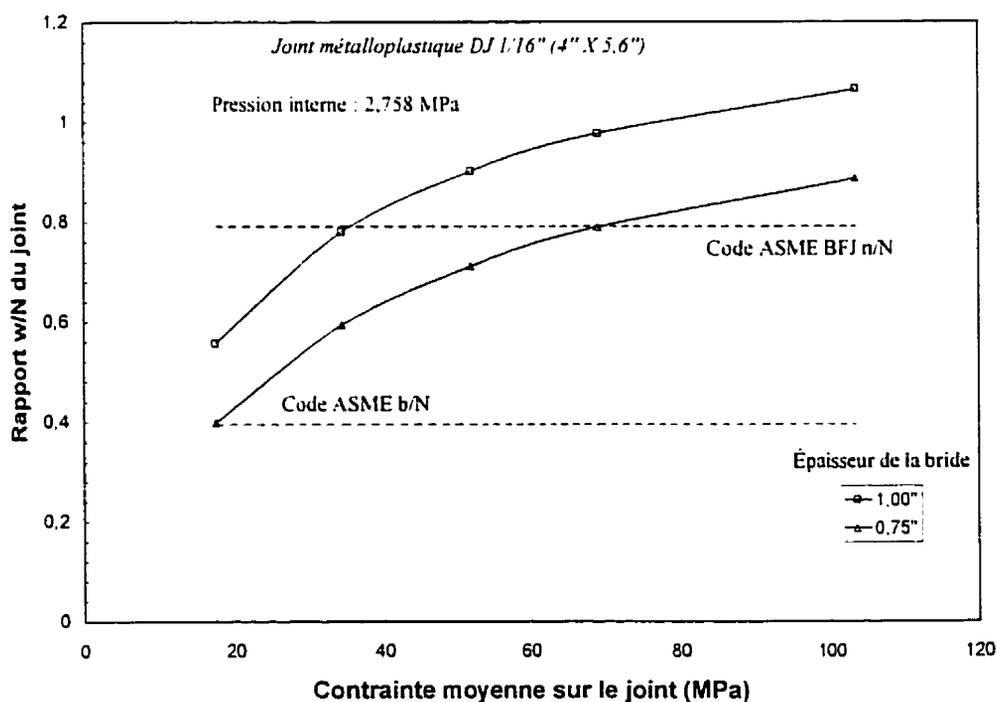


Figure 4.3 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction la contrainte moyenne sur le joint.

### 4.3 Synthèse

Dans ce qui suit, nous allons essayer de donner une explication et de commenter les résultats trouvés précédemment.

Pour les deux joints (A9) et (G2), une nouvelle largeur effective  $w$  a été trouvée. Cette largeur varie avec la contrainte moyenne appliquée sur le joint et avec l'épaisseur et la rotation de la bride. Nous avons trouvé que cette nouvelle largeur effective diminue quand la bride devient mince et que la contrainte augmente sur le joint et par conséquent, le joint devient plus étanche. Cet effet peut être expliqué par le fait qu'une fois que la bride devient mince et que la contrainte augmente, le joint est plus comprimé au niveau du diamètre extérieur qu'ailleurs. Donc il est pincé et est plus étanche. Plus précisément, l'écoulement d'hélium se fait à travers les capillaires dans ce type de joint, cependant, une fois que le joint est pincé au niveau du diamètre extérieur, ses capillaires vont se rétrécir et le gaz va trouver de la difficulté pour passer à travers le joint.

Prenons maintenant le joint métalloplastique (DJ). Nous avons trouvé que la fuite augmente quand la bride tourne et la contrainte augmente sur le joint. Cet effet peut être expliqué par le fait que la rotation de la bride cause une contrainte ayant une distribution radiale non uniforme sur le joint. Cette contrainte est plus grande au niveau du diamètre extérieur qu'au niveau du diamètre intérieur du joint. Dans le cas de ce type de joint, l'écoulement de la fuite se fait à la surface de contact entre le joint et la face surélevée. Donc, nous pouvons constater que le contact entre la face surélevée et le joint diminue quand la rotation de la bride augmente, par conséquent, la rotation de la bride favorise la fuite du joint métalloplastique.

## CONCLUSION

Une conception plus optimale des systèmes pressurisés permet la réalisation d'économies importantes, la satisfaction des lois de sécurité et des normes de protection de l'environnement et l'augmentation de la fiabilité des installations industrielles concernées. Elle se heurte cependant à d'importance difficultés. Ces dernières sont surtout liées à la complexité des phénomènes impliqués. La maîtrise de l'étanchéité ne peut être atteinte que si le comportement des matériaux d'une part et les écoulements de fluides, d'une autre part, sont pris en compte.

Toute conception de système étanche sert à déterminer les conditions de montage et de démontage, comme, par exemple la contrainte à appliquer sur le joint d'étanchéité. Ces conditions doivent assurer un bon fonctionnement du produit considéré. Sa fuite devra, par exemple, rester inférieure à une certaine limite fixée. Le comportement des différentes composantes du système, notamment celui des joints utilisés, rentre en jeu lors de la conception. Cette conception sera guidée par des codes de calcul qui fournissent les méthodes permettant l'intégration de l'ensemble des caractéristiques de ces composantes pour la satisfaction des contraintes fixées par l'utilisateur.

L'objectif du présent travail était de participer à l'amélioration des méthodes de conception de systèmes étanches et plus particulièrement de brides boulonnées munies de joints d'étanchéité. Pour ce faire, l'intérêt a été porté sur l'étude de l'effet de la rotation des brides boulonnées due au serrage des boulons et à la pressurisation, sur la fuite. Cette rotation a comme conséquence, la création d'une contrainte de contact sur le joint ayant une distribution radiale non uniforme à travers sa largeur. Le code courant de l'ASME de design des brides traite l'effet de la rotation par l'introduction du concept de la largeur effective du joint d'étanchéité dans le calcul de la force appliquée aux boulons.

Cependant, cette largeur effective ne dépend que de la géométrie du joint et ne tient pas compte de la rotation variable des brides dépendamment des conditions d'utilisation.

Le but visé dans cette étude était l'étude de l'effet de la distribution de la contrainte sur le joint due à la rotation de la bride sur le fuite dans le cas de joints en feuilles et d'un joint métalloplastique, avec une attention particulière apportée sur l'applicabilité du concept de la largeur effective du joint et de sa variation avec la flexibilité de la bride.

Pour ce faire, l'intérêt à tout d'abord été porté sur la détermination de la distribution radiale de la contrainte développée sur le joint. Comme les moyens expérimentaux actuels de mesure de cette contrainte ne donnent que des résultats peu précis et pas fiables du tout, l'approche adoptée comporte la mise œuvre d'un modèle d'éléments finis axisymétrique et la validation des calculs issus de ce modèle.

L'étude expérimentale a été menée sur deux bancs d'essais différents. Le premier banc d'essais est le banc à plateaux rigides (ROTT) du laboratoire (TTRL). Avec ce banc, trois différents joints ont été testés. Deux joints en feuilles d'amiante de type (A9) et en feuilles de graphite de type (G2) et un joint métalloplastique de type (DJ) ont été choisis. Le deuxième banc d'essais est composé d'une bride réelle flexible standard. Les mêmes joints ont été testés et les deux séries de fuites mesurées avec les deux bancs d'essais ont été comparées. Également, la rotation de la bride utilisée a été mesurée expérimentalement.

Dans l'étude par éléments finis, un modèle axisymétrique a été développé en utilisant le logiciel ABAQUS. Chaque partie de la bride a été modélisée par des éléments appropriés, également, le joint a été modélisé par un élément spécial qui introduit son comportement élasto-plastique non linéaire.

La rotation de la bride calculée par éléments finis a été comparée avec celle mesurée expérimentalement sur la bride flexible. L'ensemble des résultats expérimentaux obtenus confirment la validité du modèle fait par éléments finis.

Les résultats obtenus avec le modèle ont montré une non uniformité de la distribution radiale de la contrainte de compression sur le joint. Cette contrainte est plus grande à la périphérie extérieure du joint et plus faible à la périphérie intérieure. Cette non uniformité est d'autant plus prononcée que l'intensité de la contrainte moyenne est plus élevée et que la rotation de la bride est plus grande.

La comparaison des fuites mesurées sur les deux banc d'essais, l'un avec plateaux rigides sans rotation et l'autre avec des brides réelles, a montré que les deux joints en feuilles testés, (A9 et G2) étaient plus étanches dans l'assemblage réel dont les brides tournent. Pour le joint métalloplastique (DJ), cet effet est moins évident car le mécanisme de fuite est différent (fuites interfaciales).

Afin d'exploiter les résultats expérimentaux et les résultats numériques obtenus par éléments finis pour vérifier le concept de la largeur effective existant dans le code courant de l'ASME, un mode de calcul approprié a été établi. Ce mode sert à déterminer la contrainte équivalente qu'il est nécessaire d'appliquer sur le banc à plateaux rigides pour obtenir une fuite identique à celle mesurée sur la bride flexible, dans les mêmes conditions de pression de fluide et de contrainte moyenne appliquée. À partir des résultats obtenus par éléments finis, cette contrainte équivalente correspond, à toute fin pratique, à la contrainte maximale déterminée à la périphérie extérieure du joint.

Tout l'enjeu était donc d'exploiter cette nouvelle contrainte équivalente et de voir comment une nouvelle largeur effective du joint qui tient compte de la rotation des brides d'un assemblage réel, peut-être définie. En maintenant le concept simplificateur de brides rigides, utilisé dans le code de l'ASME, qui entraîne que la force développée par les

boulons se transmet intégralement au joint et résulte en une contrainte moyenne uniformément répartie sur sa largeur réelle  $N$ , le concept d'une nouvelle largeur effective a été introduit.

Ce concept considère que, pour une même charge développée par le boulonnage, c'est-à-dire pour une même contrainte moyenne, à appliquer sur le joint, une largeur plus faible doit être utilisée dans un test sur plateaux rigides pour obtenir la même fuite que dans l'assemblage réel correspondant. Cette nouvelle largeur que l'on appelle effective est, par rapport à la largeur réelle, proportionnelle au rapport de la contrainte moyenne et de la contrainte équivalente (égale à la contrainte maximale trouvée par éléments finis)

Cette nouvelle largeur effective a été comparée avec celles calculées par l'ancienne et la nouvelle approches du code de l'ASME. Ces dernières demeurent constante sous les différentes contraintes et les différents niveaux de pressurisation. Par contre, la nouvelle largeur effective est variable et son rapport à la largeur réelle de contact,  $N$ , diminue quand la contrainte moyenne augmente sur les joints en feuilles de type (A9) et (G2), c'est-à-dire qu'ils deviennent plus étanches à cause des rotations de brides qui augmentent. Par contre, pour le joint métaloplastique (DJ) la nouvelle largeur effective augmente avec la contrainte moyenne. Par conséquent, la rotation de la bride a un effet bénéfique sur l'étanchéité des joints en feuilles, par contre, elle favorise la fuite dans le cas des joints métaloplastiques. Cet effet peut s'expliquer par la nature de l'écoulement du fluide au sein du joint d'étanchéité. Il se fait à travers les capillaires des joints en feuilles (A9) et (G2) qui se sont rétrécis au niveau du diamètre extérieur à cause de la rotation. Par contre l'écoulement se faisant à la surface de contact entre le joint métaloplastique (DJ) et les brides, il est moins évident que la rotation de ces brides soit bénéfique pour l'étanchéité de l'assemblage.

## Recommandations

Comme le concept de la largeur effective a été établi dans le code de l'ASME (anciennes et nouvelles règles) en se basant sur le principe simplificateur de brides rigides et après avoir vu que dans cette étude, les brides réelles sont flexibles et que leur rotation influence énormément la fuite, des corrections doivent être apportées sur les deux approches de code de l'ASME. a cette fin, il serait donc souhaitable de tester d'autres types de joints et d'utiliser d'autres classes de brides.

Comme le principe de la nouvelle largeur effective, nécessite la connaissance de la contrainte maximale développée à la périphérie extérieure du joint, il est recommandé de poursuivre les travaux pour pouvoir prédire le taux de fuite qui serait obtenu dans une bride flexible en connaissant sa rotation et le taux mesuré sur le banc d'essais à plateaux rigides, pour la même contrainte moyenne appliquée.

Enfin, une modélisation 3-D par éléments finis pourrait être utilisée pour quantifier avec plus de précision l'influence de la rotation de la bride sur le fuite des assemblages boulonnés munis de joints d'étanchéité.

## RÉFÉRENCES

1. BARTONICEK, J., BIREMBEAUT, Y., KOCKELMANN, H. et VIGNAUD, J.C. (1996). Verification of Gasket Factors Determined in Standardized Tests by Means of Flanged Joints-European Research Project BE 5191-Task 9-, *Proceeding of the 4 th International Symposium on Fluid Sealing of Static Gasketed Joints*, Mandelieu-la-Napoule, France, pp 403-453.
2. BOUZID, A., CHABAAN, A. et BAZERGUI, A. (1994). The Influence of the Flange Rotation on the Leakage Performance of Bolted Flanged Joints, *Proc. CSME Forum, Montreal*, Vol. I, pp 184-194.
3. BOUZID, A. et DERENNE, M. (1997). Distribution of the Gasket Contact Stress in Bolted Flanged Connections, *ASME Pressure Vessel and Piping*, Vol. 354, Current Topics in the Design and Analysis of Pressure Vessel and Piping ASME, pp. 185-193.
4. MARCHAND, L. (1982). Effet de la rotation des brides sur l'étanchéité des garnitures à enroulement spirale. Mémoire de Maîtrise Ès Sciences Appliquées, École Polytechnique de Montréal, Canada.
5. LAVIOLETTE, D., NICA, A., CHAABAN, A., MARCHAND, L. et SHIRAZI-ADL, A. (1996). Mechanical Behavior of Pressurized Bolted Joints Subjected to External Bending Loads, *Proceedings of The International Conference on Pressure Vessel Technology*, Vol.2, pp. 117-122.
6. GOUGH, H. J. (1930). First Report of the Pipe Flanges Research Committee, *Inst. Mech. Eng.-Proc.*, Vol. 132 ,pp. 201-340.

7. ROSSHEIM, D. B., GEBHARDT, E.H. et Olivier, H.G. (1930). Tests of Heat-Exchangers Flanges, ASME-Trans., Vol. 132, pp. 201-340.
8. KOCK, H.G. (1950). ASME-Trans., JI of Appl. Mech., Vol. 17, No. 2, discussion, pp. 114-116.
9. ROSSHEIM, D.B. et MURPHY, J.J. (1950). JI of Appl. Mech., Vol. 17, No. 2, discussion, pp. 118-119.
10. WESSTROM, D.B. (1950). JI of Appl. Mech., Vol. 17, No. 2, discussion. pp. 118-119.
11. DONALD, M. B. et SALOMON, J.M. (1959). The Behaviour of Narrow-Faced Bolted Flanged Joints under the Influence of Internal Pressure. Inst. Mech. Eng-proc., Vol. 173, No. 7, pp. 459-468.
12. DUDLEY, W.M. (1961). Deflection of Heat Exchanger Flanged Joints as Affected by Barreling and Warping. ASME-Trans., Sec. B. Vol. 83. No. 4, pp. 460-466.
13. VAN DEN HOOGEN, B. et DOLS, H.J. (1970). A New Approach Predicting Tightness of Large-Diameter Flanges. L'ingénieur, Vol. 82, No. 20, pp. CH. 19-CH. 24.
14. RUIZ, C. (1976). Static and Dynamic Seals : Part 1-Static Seals. ASME Paper #76-DET-83.
15. SWICK, R.H. (1977). How Much Pressure will that Gasket Take?. Machine Design, Vol. 49, No. 27, pp. 86-89.

16. EATON, L.N. (1979). ASME Boiler and Pressure Vessel Code Non-Mandatory Gasketed Closure Design Information. Lettre confidentielle adressée à W.B. Hoyt, secrétaire du "*ASME Boiler and Pressure Vessel Code Committee*", New-York.
17. WINTER, J.R. (1980). Lettre adressée à A. Bazergui, Prof. et ancien Chef de la Section de mécanique appliquée de l'École Polytechnique de Montréal.
18. PAYNE, J. R. et BAZERGUI. (1981). A. More Progress in Gasket testing – The PVRC Program. 46<sup>th</sup> Midyear Refining Meeting of the American Petroleum Institute.
19. SAWA, T., KUMANO, H. et IWAKAWA, H. (1986). The Characteristics of Bolted Joints with Gaskets: Stress Analysis of a Metallic Flat Gasket Used for Raised-Face in a Cover of Pressure Vessel, Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.29, pp 2789-2796.
20. SAWA, T., HIGURASHI, N. et AKAGAWA, H. (1991). A Stress Analysis of Pipe Flanged Connections. Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, pp. 497-503.
21. SAWA, T., NAKAGOMI, Y. et KOTANI, K. (1995). Axisymmetrical Thermal Stress Analysis of Pipe Flange Connections with Metallic Gaskets Subjected to Heat Conduction, Pressure Vessels and Piping, Vol.305, pp.157-162.
22. SAWA, T., TSUNESHI, M. et YAMAMOTO, K. (1995). Stress Analysis of Pipe Flange Connections with Gaskets Subjected to External Bending Moments, ASME, Pressure Vessels and Piping, Vol. 305, pp.109-118.
23. SAWA, T. et KOTANI, K. (1996). Thermal Stress Analysis of Pipe Flange Connections with Raised-face Gasket Subjected to Heat Conduction, Pressure Vessels and Piping, Vol. 326, pp.103-108.

24. SAWA, T., ASAHINA, M. et ISHIHARA, T. (1997). Analysis of Mechanical Behaviour and the New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Non-Asbestos Gaskets Subjected to Internal Pressure, *Pressure Vessels and Piping*, Vol. 354, pp.173-178.
25. SAWA, T. et ASAHINA, M. (1998). Thermal Stress Analysis and The New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Spiral Wound gaskets Under Elevated Temperature, *Pressure Vessels and Piping*, Vol. 367, pp.11-16.
26. MARTENS, D. et PORTER, M. A. (1994). Investigation and Repair of Heat Exchanger Flange Leak. *Pressure Vessels and Piping*, Vol. 278, pp.133-143.
27. BOUZID A. et DERENNE, M. (1999) A Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-linear Gaskets. *Proceedings of the ASME/PVP Conference, Boston, PVP-Vol. 382, Analysis of Bolted Joints*, pp. 103-111.
28. BARTONICEK, J., KOCKELMANN, H., SCHOECKLE, F. (1996). Experiences with New European Standards for Calculation of Flanged Joints Including Necessary gasket Factors, *Pressure Vessels and Piping*, Vol. 326, pp.71-78.
29. TAE-WOAN, K., YOUNG-DEAK, K. et BOO-YOUN, L. (1998). Finite Element Analysis of Bolted Joint Assembly of Nuclear Power Plants, *Pressure Vessels and Piping*, Vol. 368, pp.185-189.
30. *Non-mandatory Appendix BFJ, Alternative Rules of Bolted Flange Joints with Ring Type Gaskets*. (1998). Draft report. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Subcommittee on Design, SWG-BFJ, American Society of Mechanical Engineers, New York.

31. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, Pressure Vessels* (1997). the American Society of Mechanical Engineers, New York.
32. ROSSHEIM, D. B. et MARKL, A. R. C. (1943). Gasket-Loading Constants, *Mechanical Engineering*, pp. 647-648.
33. PAYNE, J. R. (1994). Standard Test Method for Bolted Joint Design, *ASTM Draft 9*.
34. The American Society of Mechanical Engineers. Pipe flanges and flanges fittings. American National Standard. ANSI B16.5, (1981).
35. MASI, V. (1997). Corrélation entre les fuites de différents gaz au travers de joints d'étanchéité à partir de l'étude des écoulements gazeux. Mémoire de Maîtrise Ès Sciences Appliquées. École Polytechnique de Montréal, Canada.
36. BICKFORD, J. H. (1998). *Gasket and Gasketed Joints*, Middletown, Connecticut.
37. ABAQUS, Hibbit, Karlson and Sorenson Inc, (1998).

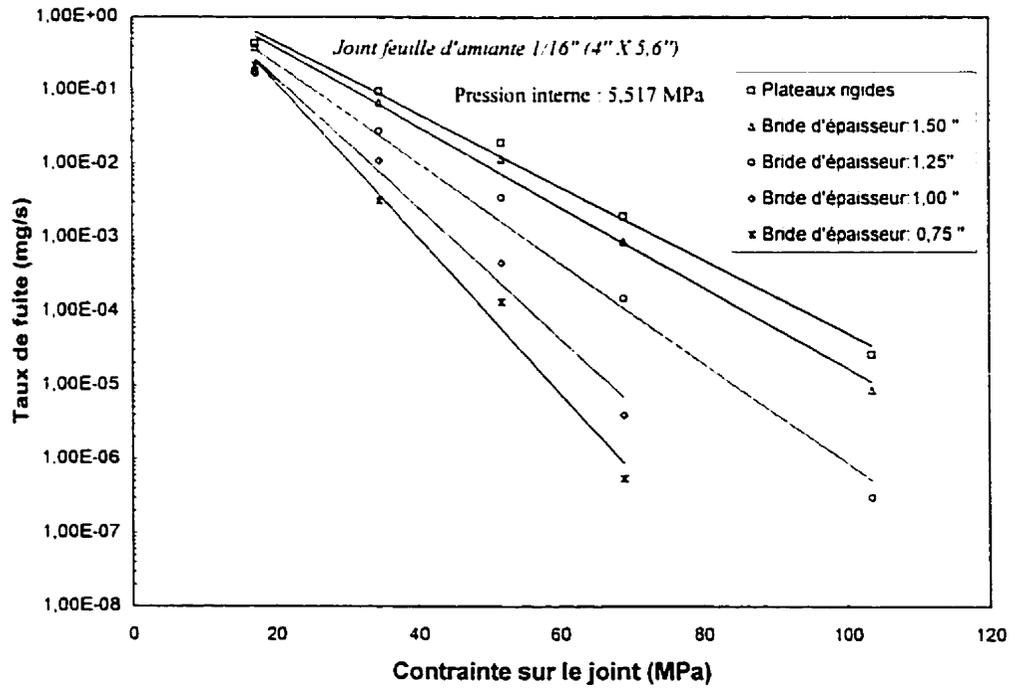
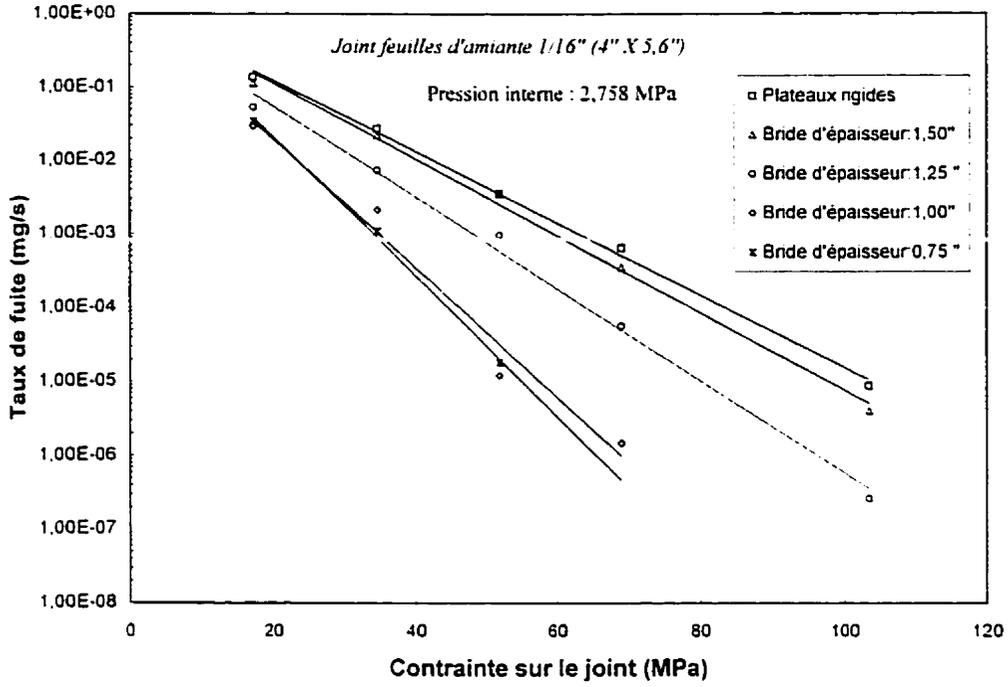
**ANNEXES**

## ANNEXE A

### COMPARAISON DES TAUX DE FUTES DE DEUX BANCS D'ESSAI

Les résultats présentés par cette annexe se proposent de comparer les taux de fuites mesurés avec le montage flexible et ceux mesurés avec le banc d'essai à plateaux rigides.

Les figures de cette annexe montrent la variation du taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint.



Figures A.1 et A.2 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9)

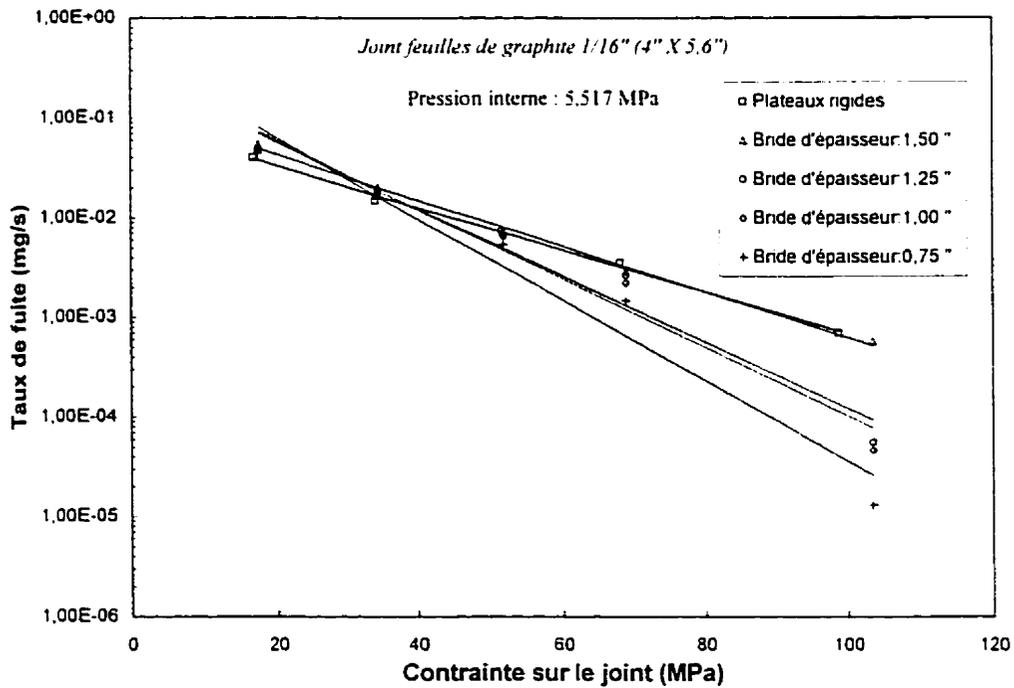
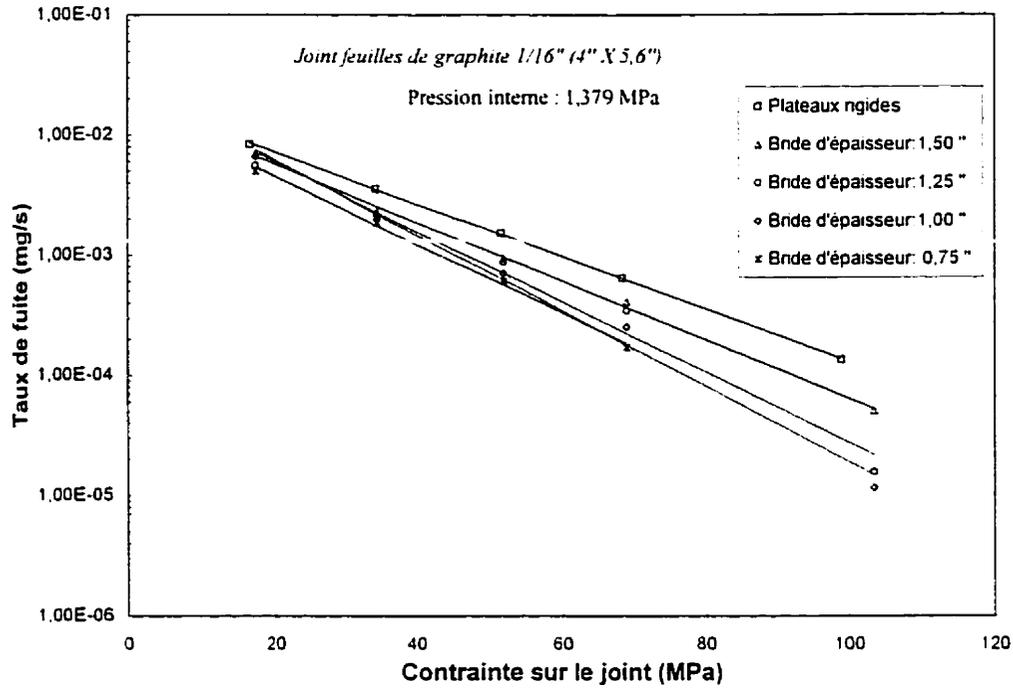
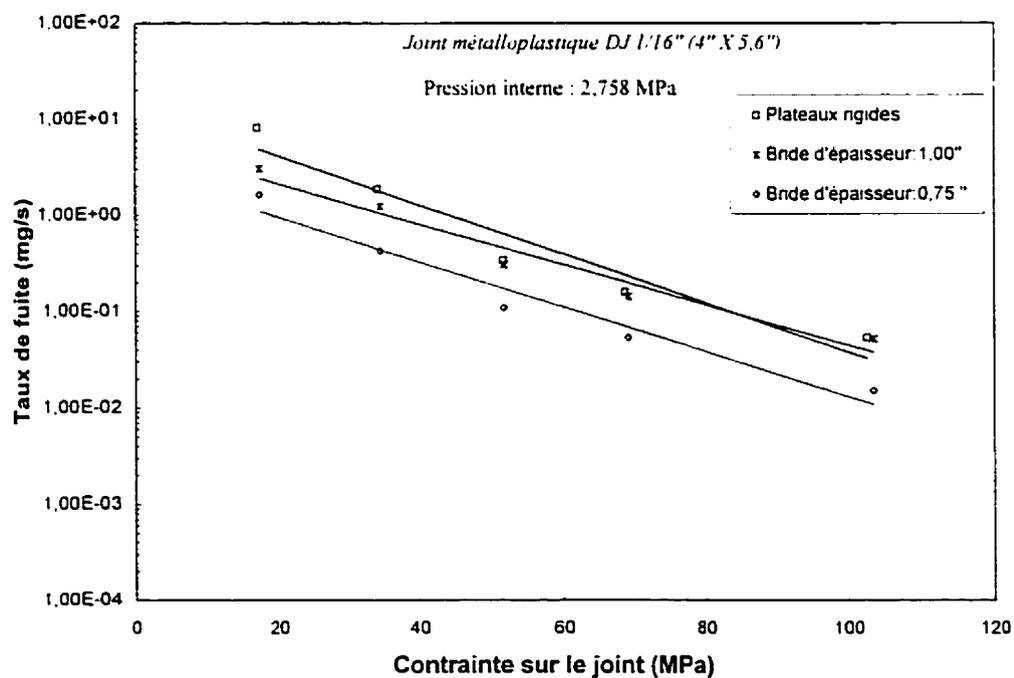
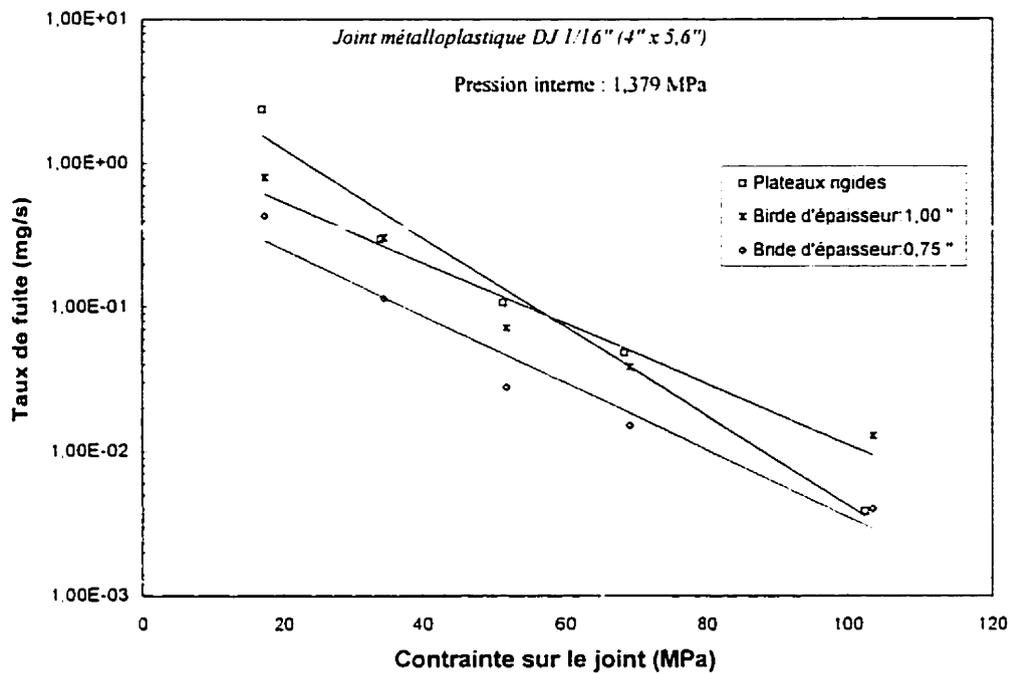


Figure A.3 et A.4 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (G2)



Figures A.5 et A.6 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (DJ)

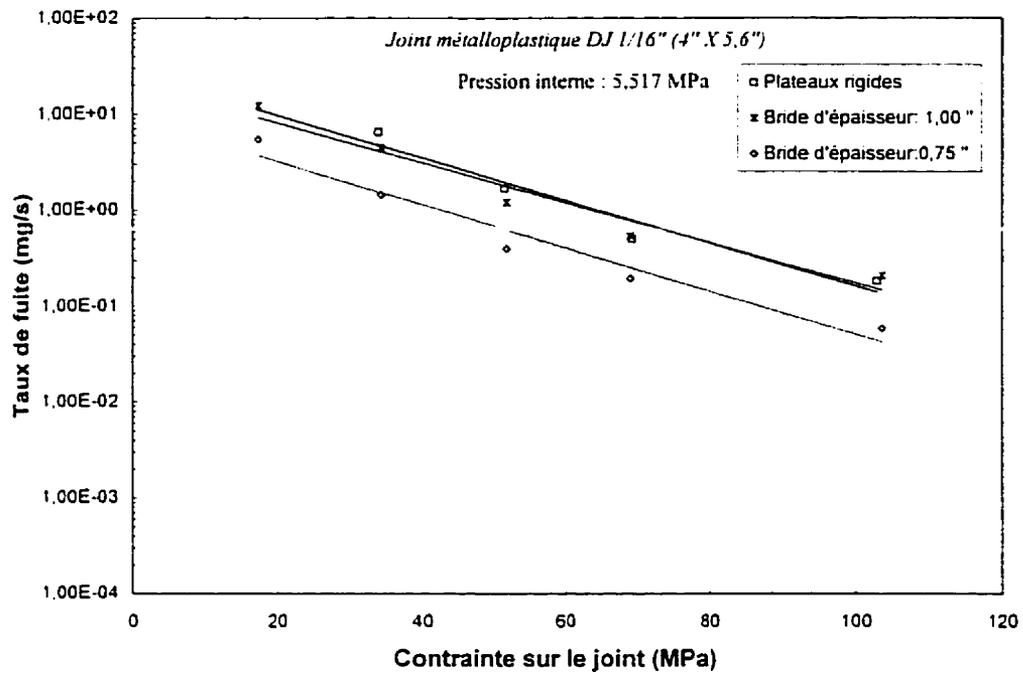


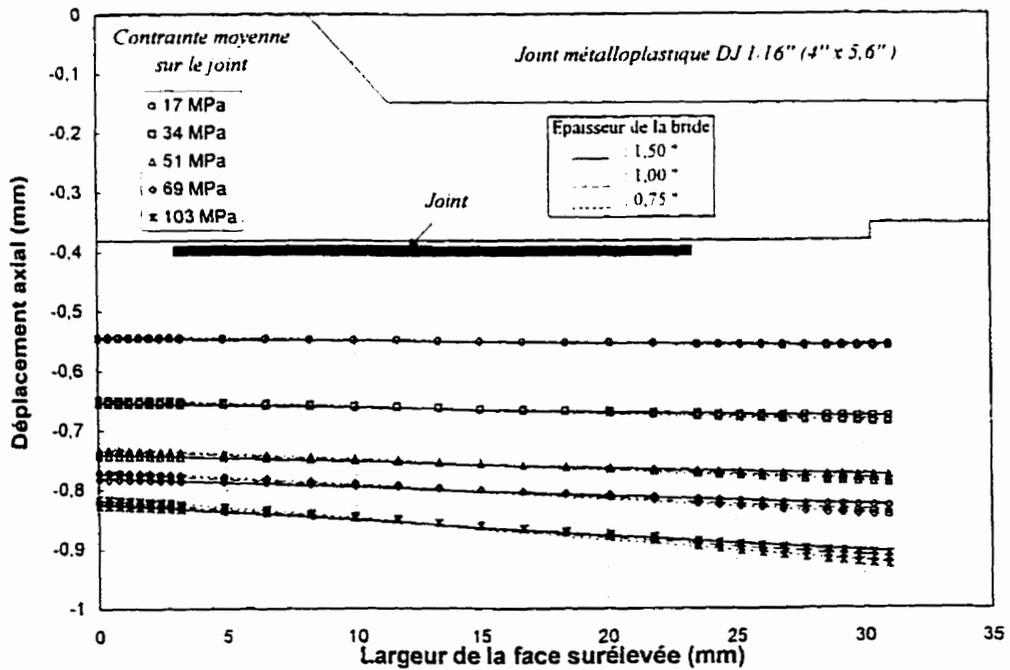
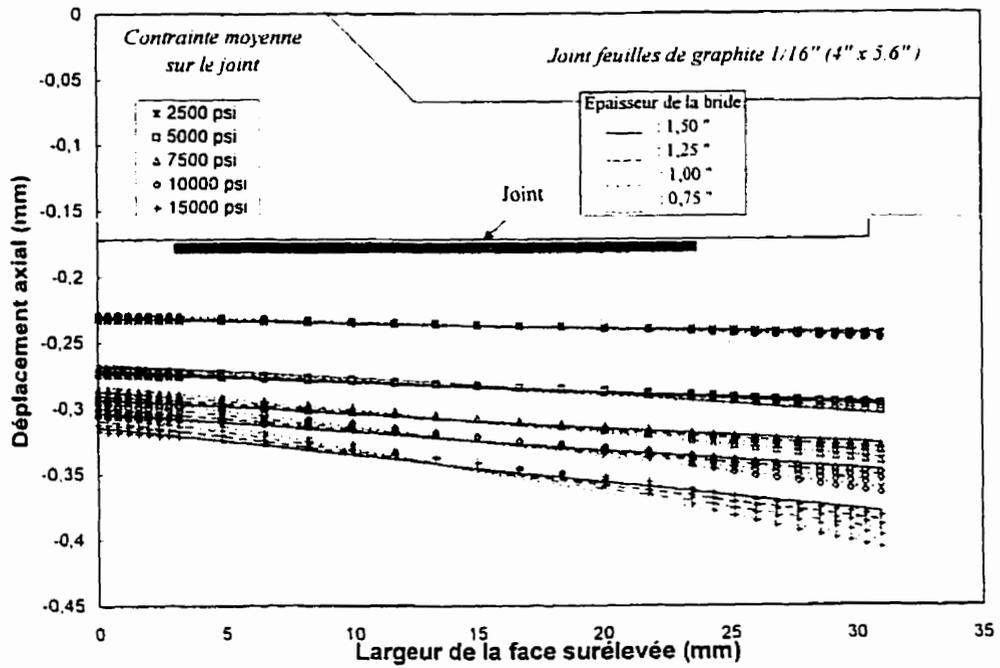
Figure A.7 Taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (DJ)

## ANNEXE B

### DÉPLACEMENT AXIAL DE LA FACE SURÉLEVÉE DE LA BRIDE

Les résultats présentés par cette annexe se proposent de comparer les taux de fuites mesurés avec le montage flexible et ceux mesurés avec le banc d'essai à plateaux rigides.

Les figures de cette annexe montrent la variation du taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint.



Figures B.1 et B.2 Déplacement axial de la face surélevée en fonction de sa  
Largeur

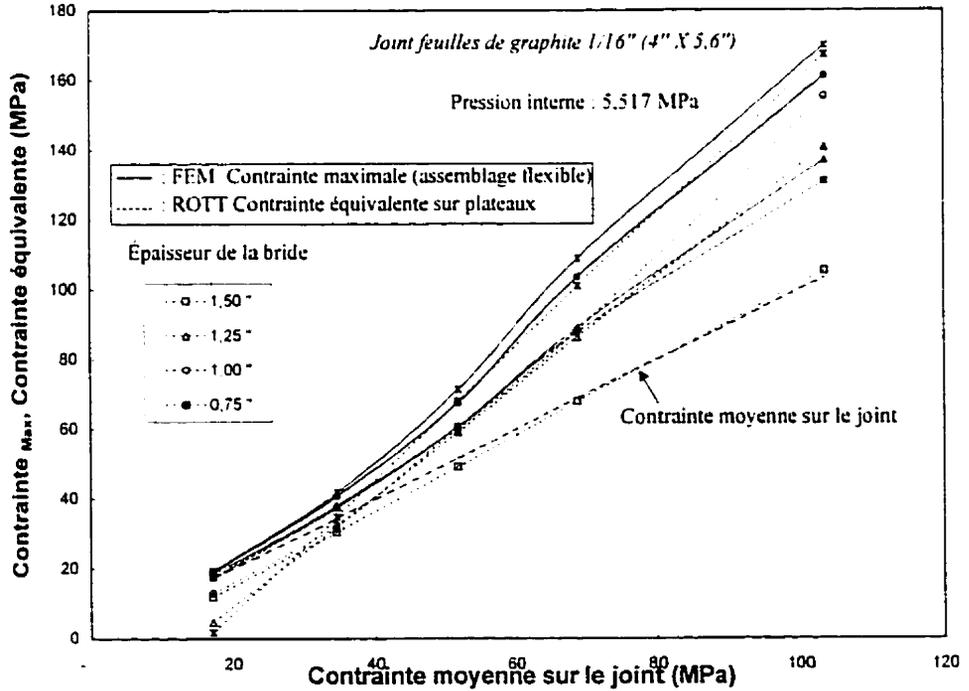
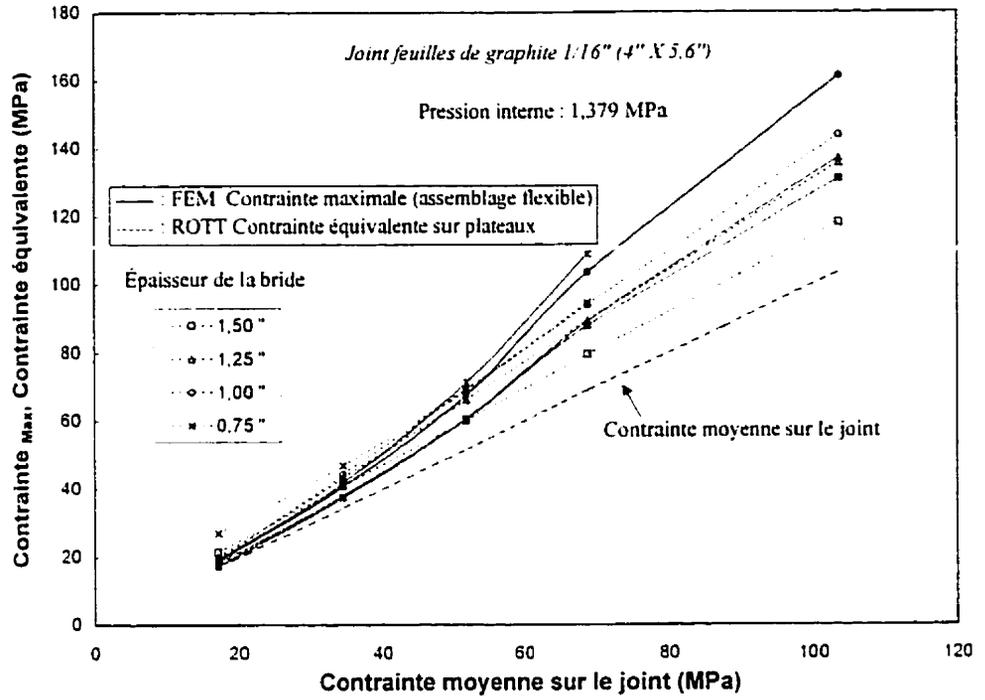


Figure B.3 et B.4 Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite

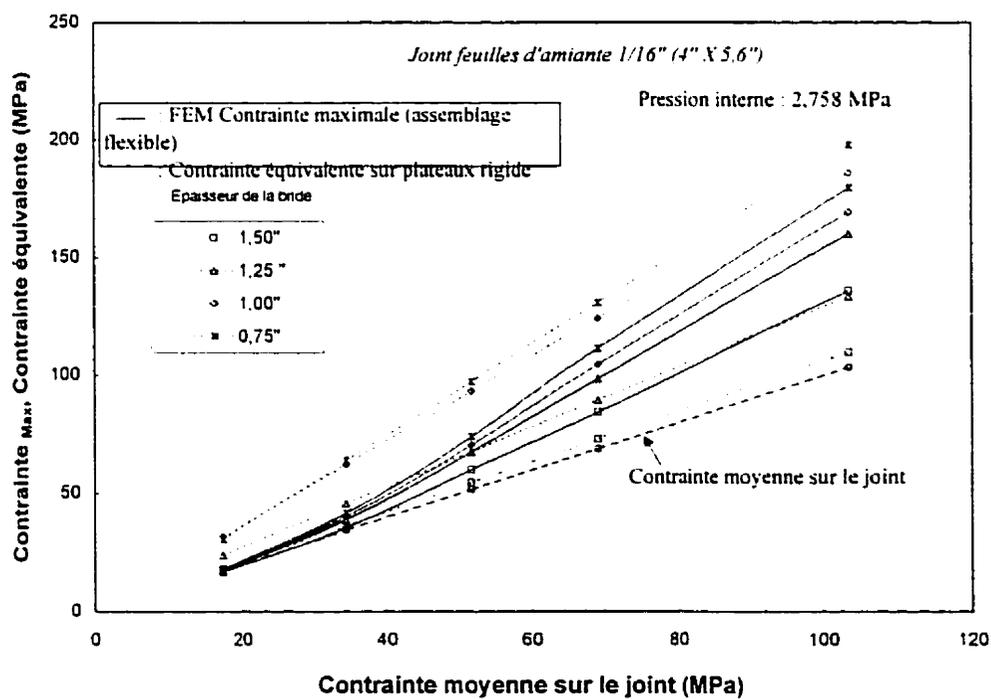
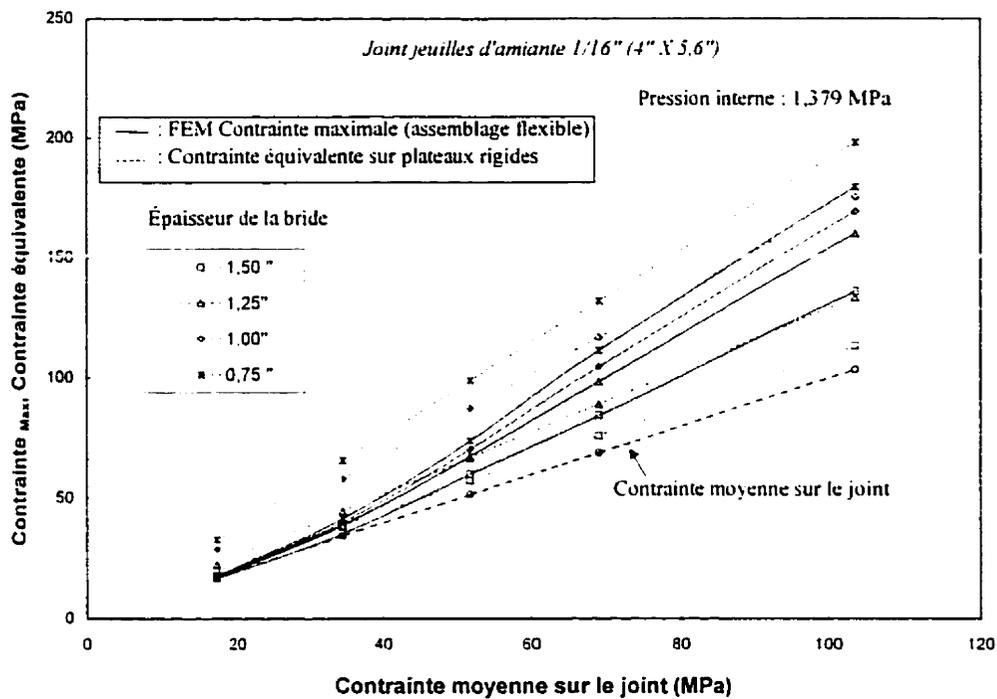
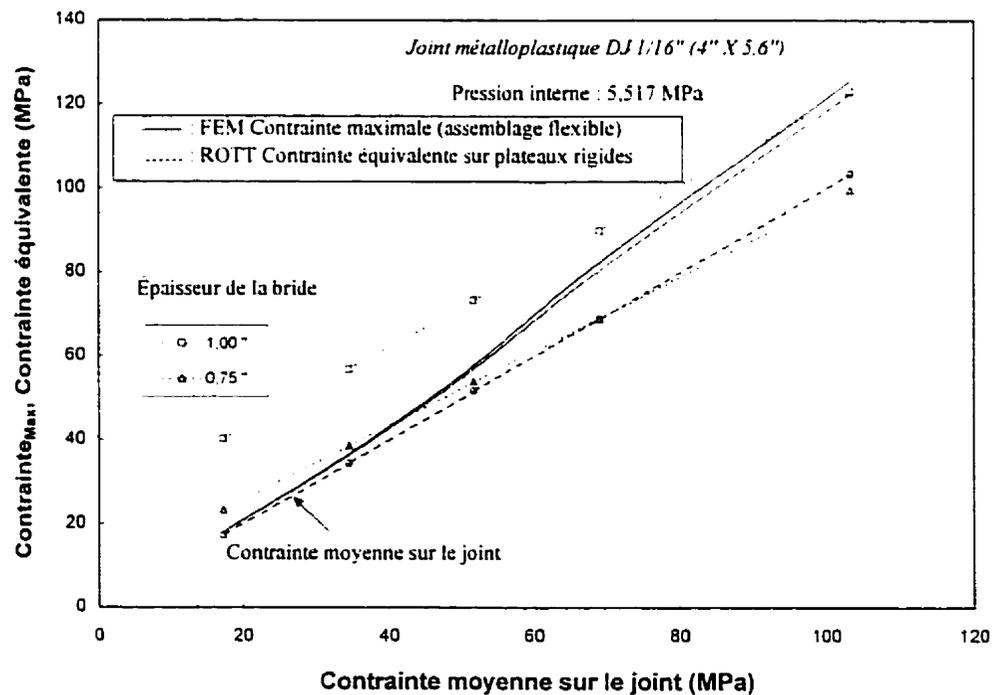
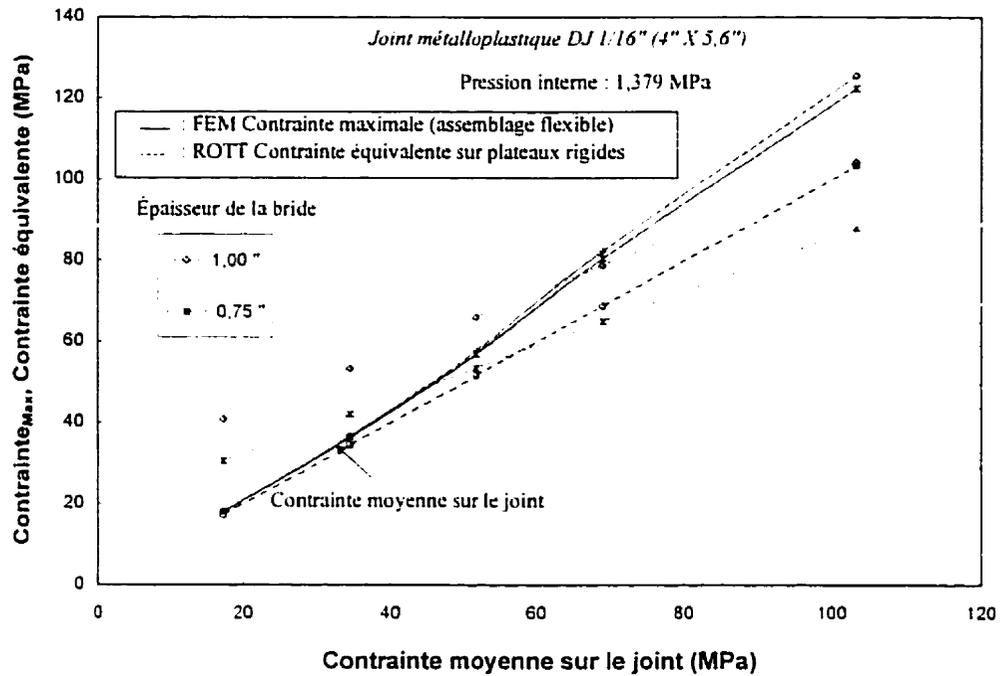


Figure B.5 et B.6 Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite



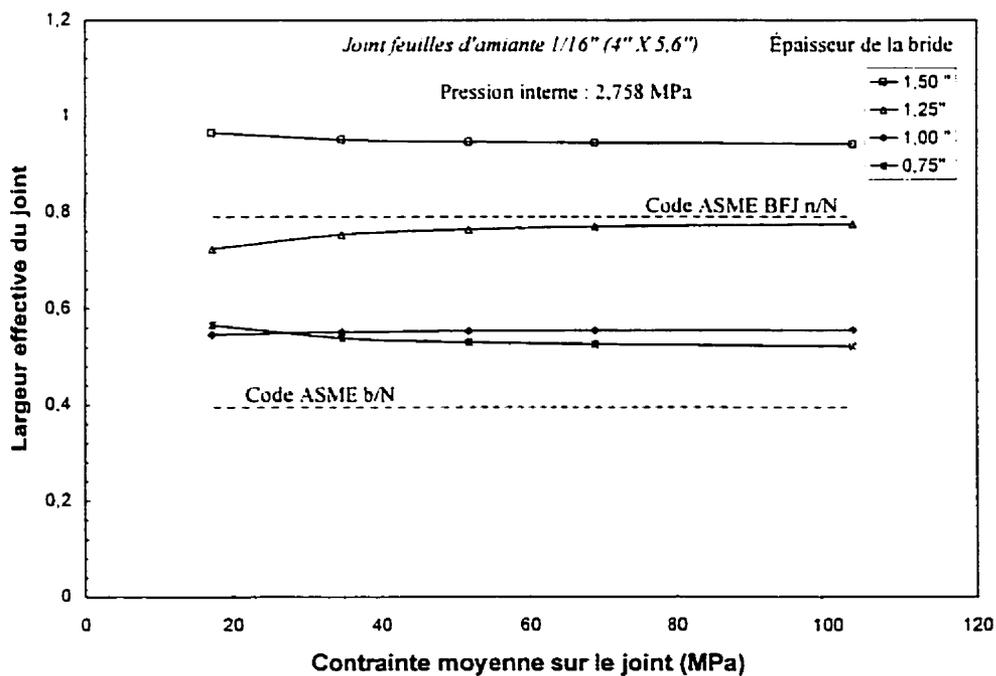
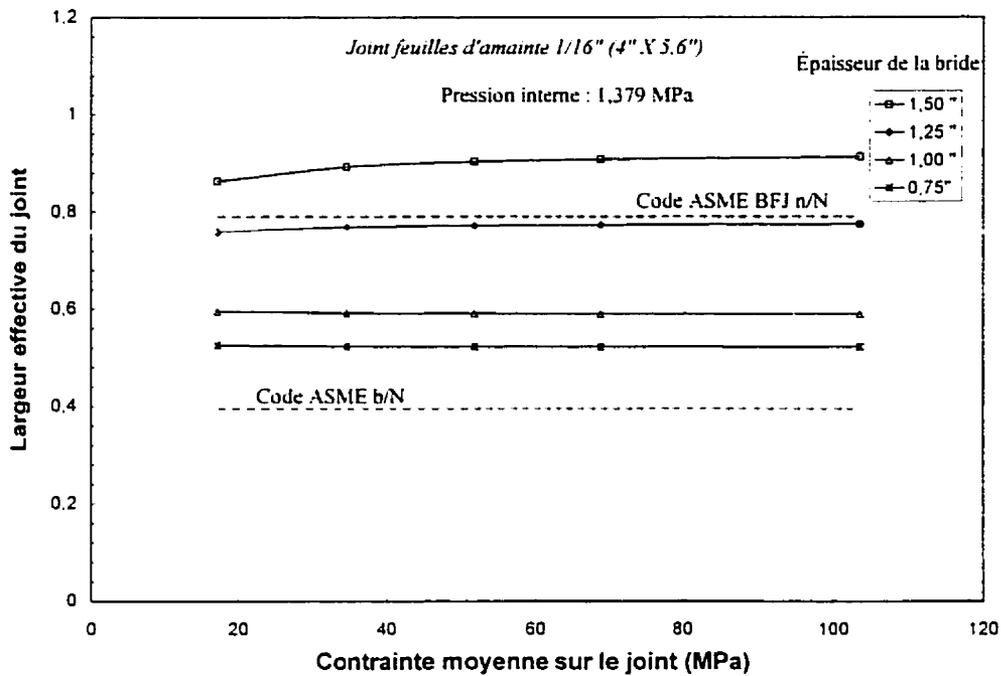
Figures B.7 et B.8 Contrainte maximale et contrainte nécessaire pour une même fuite

## ANNEXE C

### NOUVELLE LARGEUR EFFECTIVE DU JOINT

Les résultats présentés par cette annexe se proposent de comparer la nouvelle largeur effective du joint avec les largeurs effectives proposées dans le code de l'ASME.

Les largeurs des deux approches du code sont montrées afin de les comparer avec la nouvelle largeur effective,  $w$ , du joint.



Figures C.1 et C.2 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (A9)

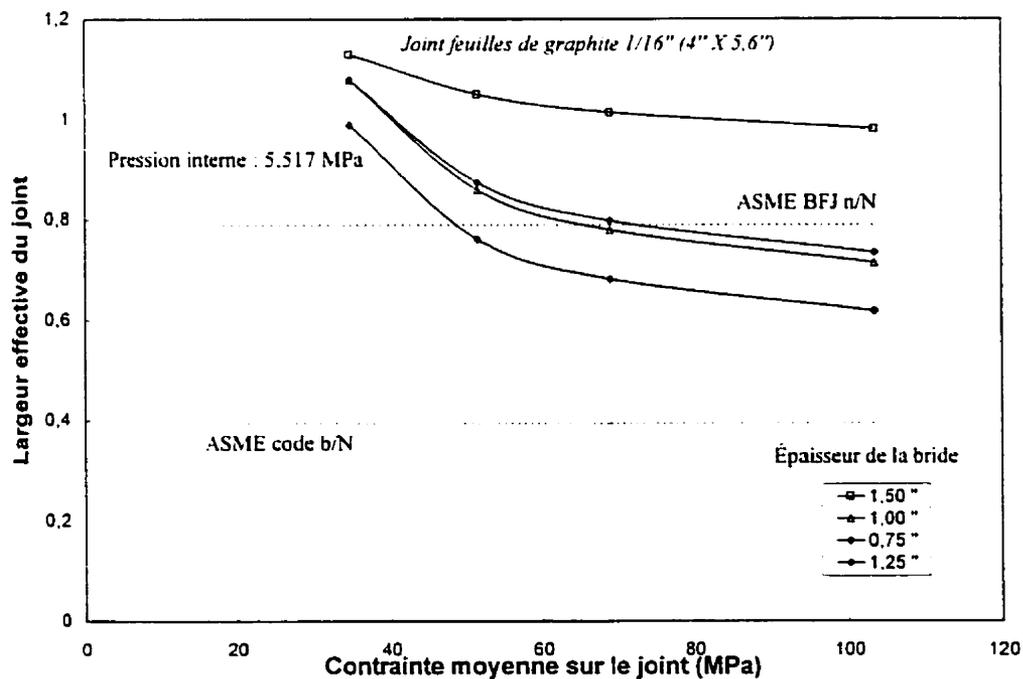
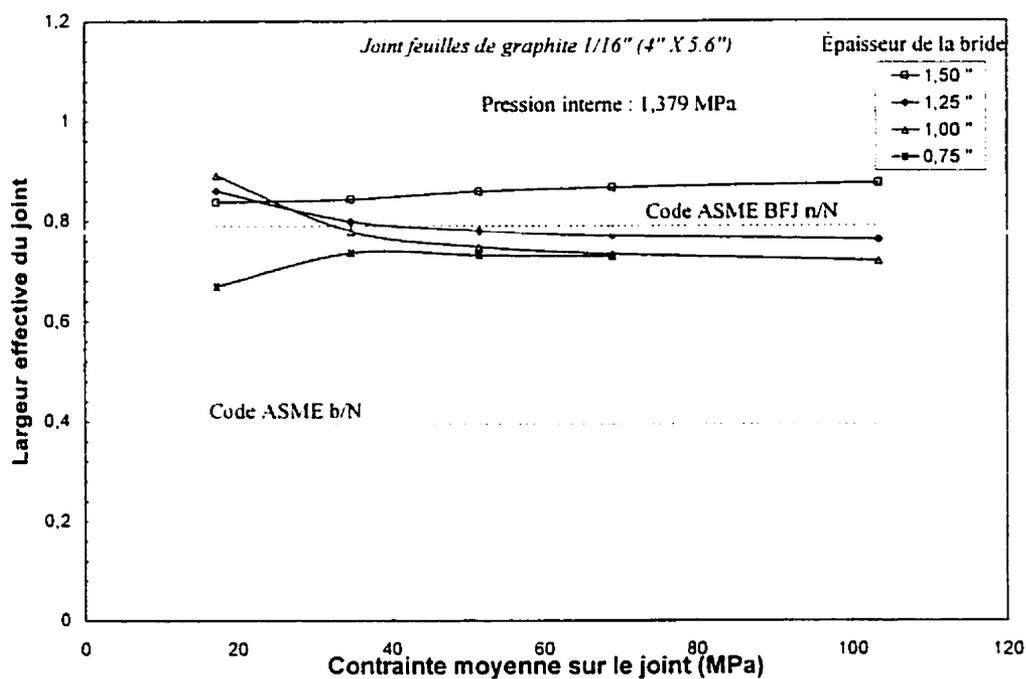
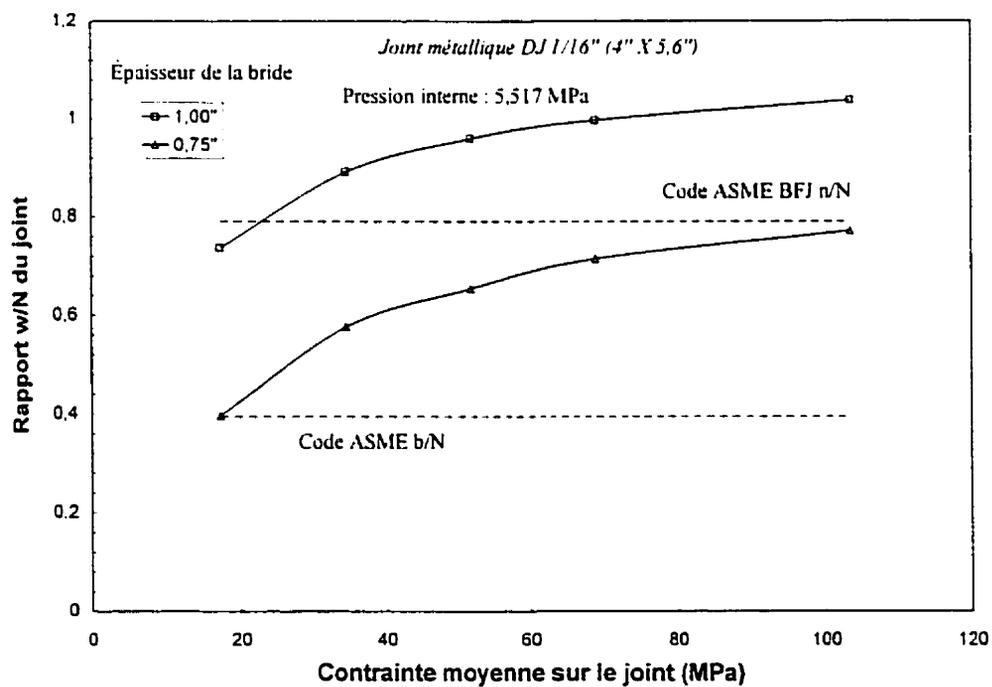
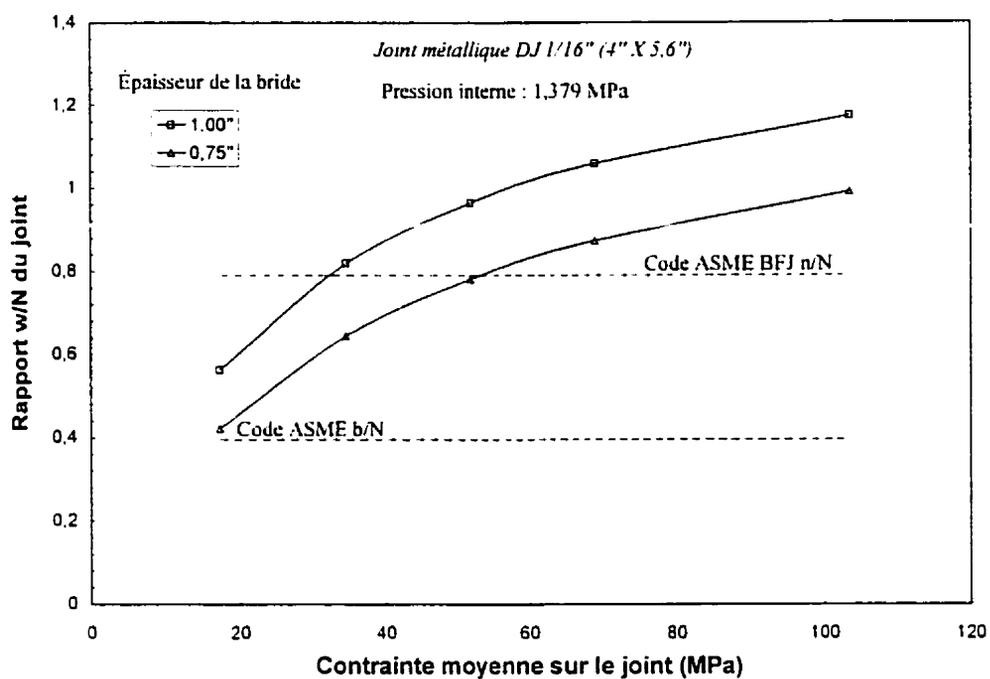


Figure C.3 et C.4 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction de la contrainte moyenne sur le joint ( $G_2$ )



Figures C.5 et C.6 Rapport de la nouvelle largeur effective  $w$  en fonction de la contrainte moyenne sur le joint (DJ)