

# ANALYSE DES CONTRAINTES DES ASSEMBLAGES BOULONNÉES EN COMPOSITES ET POLYMÈRES

par

Sofiane BOUZID

MÉMOIRE PAR ARTICLE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE  
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE

M Sc. A.

MONTRÉAL, LE 8 DÉCEMBRE 2022

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés, Sofiane Bouzid, 2022

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Anh Dung Ngô, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Omar Chaallal, président du jury  
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

M. Simon Joncas, membre du jury  
Département de génie des systèmes à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 9 NOVEMBRE 2022

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE



## **REMERCIEMENTS**

Tout d'abord, j'aimerai remercier mon directeur de recherche Professeur Ngô qui m'a donné la possibilité de poursuivre mes études de maîtrise dans le domaine des composites. J'apprécie tous ses précieux soutiens, mentorats et conseils.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à ma femme, Fatima Zohra, pour son aide et sa patience. Merci de m'avoir toujours soutenu et encouragé à terminer mes études supérieures.

J'aimerai aussi remercier mes parents, Abdel-Hakim et Nadia, et mon frère Samir pour tout le support qu'ils m'ont apporté tout au long de mes études.



# **ANALYSE DES CONTRAINTES DES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES EN COMPOSITES ET POLYMÈRES**

Sofiane BOUZID

## **RÉSUMÉ**

Depuis déjà plusieurs années les brides métalliques se font remplacer de plus en plus par des brides fabriquées avec des matériaux en plastique renforcé de fibre (PRF) dans les secteurs publics et industriels. Cependant, les normes et standards sont relativement récents et sont basés sur ceux développés pour les métaux. Les composites sont des matériaux anisotropiques complexes qui ne fonctionnent pas selon les mêmes règles que les métaux. Présentement, le dimensionnement et le calcul des brides en PRF de la section X de l'ASME Boiler and Pressure Vessel Code sont basés sur ceux de la section XIII sans considération au comportement du matériaux FRP et sans vérification de l'intégrité structurelle adéquate.

Alors que la plupart des études se concentrent sur des brides et des classes NPS spécifiques, cette étude examine les différents paramètres de toutes les classes et tailles de brides suggérées de la section X du code ASME. Les brides en PRF ont une collerette cylindrique et sont utilisées avec un joint en feuille qui s'étale sur toute la surface plane de la bride. Une analyse de l'intégrité structurelle et de l'étanchéité de ces brides est menée en tenant compte de l'impact sur des régions de discontinuités, la rotation des brides, la flexibilité du joint et des boulons qui ne sont pas prises en compte par le code ASME.

L'étude a été menée sur des brides du tableau RD-620.1 de la section X de l'ASME, comprenant les diamètres nominaux NPS de 1 à 48 et les classes 25, 50, 75, 100, 125 et 150. L'analyse paramétrique met en évidence les brides critiques en plastique renforcé de fibre de verre (PRF) fabriquée sous forme de stratifiés de résines d'ester vinylique et de divers types de renforts en fibre de verre.

Cette étude démontre qu'il y a un souci avec les brides des classes inférieures présentées dans le code ASME BPVC Section X et particulièrement la classe 25 pour laquelle les rotations et les contraintes sont relativement plus élevées que les classes 50 à 150. Cette étude couvre une variété de cas différent de taille de bride et pression selon le code de la Section X et des analyses par éléments finis et expérimentaux aideraient grandement à la validité des résultats. Plusieurs facteurs pourraient solidifier l'étude tels que prendre en considération l'optimisation des fibres et la courbure des fibres entre la collerette et l'anneau.

**Mots-clés :** Matériaux orthotropes, réservoirs sous pression en PRF composite, ASME Section X



# STRESS ANALYSIS OF COMPOSITE AND POLYMER BOLTED FLANGE JOINTS

Sofiane BOUZID

## ABSTRACT

For several years now, metal flanges have been increasingly replaced by flanges made of fiber-reinforced plastic (FRP) materials in the public and industrial sectors. However, the norms and standards are relatively recent and are based on those developed for metals. Composites are complex anisotropic materials that do not function according to the same rules as metals. Currently, the design and calculation of FRP flanges in Section X of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code are based on those of Section XIII without consideration to the behavior of the FRP material and without verification of adequate structural integrity.

While most studies focus on specific flanges and NPS classes, this study examines the various parameters of all the suggested flange classes and sizes in Section X of the ASME code. FRP flanges have a cylindrical flange and are used with a foil gasket that spreads over the entire flat surface of the flange. An analysis of the structural integrity and tightness of these flanges is conducted considering the impact on regions of discontinuities, flange rotation, gasket flexibility and bolts that are not addressed by the ASME code.

The study was conducted on flanges from ASME Section X Table RD-620.1, including NPS nominal diameters of 1 through 48 and classes 25, 50, 75, 100, 125, and 150. The parametric analysis highlights critical fiberglass reinforced plastic (FRP) flanges manufactured as laminates of vinyl ester resins and various types of fiberglass reinforcements.

This study demonstrates that there is a concern with the lower-class flanges presented in the ASME BPVC Section X code and particularly class 25 for which the rotations and stresses are relatively higher than the class 50 to 150. This study covers a variety of different cases of flange size and pressure according to the Section X code and finite element and experimental analyses would greatly assist in the validity of the results. Several factors could solidify the study such as considering fiber optimization and fiber curvature between the flange and the ring.

**Keywords:** Orthotropic material, Composite FRP pressure vessels and piping, ASME Section X

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
CHAPITRE 1 INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	7
2.1    Vue d'ensemble des plastiques renforcés de fibres (PRF) .....	7
2.2    Les fibres .....	8
2.2.1    Fibres de verre .....	8
2.2.2    Fibres de carbone .....	9
2.3    Les résines .....	11
2.3.1    Les résines thermoplastiques .....	11
2.3.2    Les résines thermodurcissables .....	12
2.4    Les plis .....	12
2.4.1    Plis unidirectionnels .....	13
2.4.2    Plis tissés et plis en mat .....	13
2.5    Le stratifié .....	13
2.6    Technique de mise en forme .....	13
2.6.1    Moulage par contact .....	14
2.6.2    Enroulement filamentaire .....	14
2.7    Dimensionnement .....	15
2.8    Vue d'ensemble des assemblages à brides boulonnées .....	15
2.9    Les brides métalliques .....	15
2.9.1    Types de brides métalliques conventionnelles .....	16
2.9.2    Types de portées de joints des brides .....	18
2.9.3    Procédure de conception et standards internationaux .....	21
2.10    Les brides en composites .....	24
2.10.1    Codes de conception .....	25
2.10.2    Théories de lamination des coquilles et des plaques .....	28
2.11    Études antécédentes .....	29
2.12    Conclusion et objectifs de recherche .....	39
CHAPITRE 3 MODÉLISATION ANALYTIQUE DE l'ASSEMBLAGE À BRIDES BOULONNÉES EN PRF .....	41
3.1    Introduction .....	41
3.2    Hypothèses et simplifications .....	42
3.3    Modèle analytique .....	43
3.3.1    Modélisation analytique du cylindre .....	45
3.3.2    Modélisation analytique de la collerette .....	50
3.3.3    Modélisation analytique de l'anneau .....	52
3.4    Équations de compatibilité .....	62
3.5    Rassemblement des équations et résolution du système .....	64

3.6	Calcul des efforts internes et des déformations .....	67
3.6.1	Collerette.....	67
3.6.2	Cylindre.....	68
3.6.3	Anneau de la bride .....	69
3.7	Calculs des contraintes dans la bride .....	70
<b>CHAPITRE 4 STRESS ANALYSIS OF ASME SECTION X FLANGES USING CLASSICAL LAMINATION THEORY .....</b>		<b>75</b>
4.1	Abstract .....	75
4.2	Introduction.....	77
4.3	Hypothetical assumptions .....	80
4.4	Analytical model .....	80
4.4.1	Analytical model of the shell .....	81
4.4.2	Analytical model of the hub.....	82
4.4.3	Analytical model of the ring .....	83
4.4.4	Compatibility equations .....	83
4.4.5	Resolution of the system of equations .....	84
4.4.6	Calculation of stresses.....	89
4.5	Flanges and materials.....	91
4.6	Results and discussion .....	93
4.6.1	NPS 12 Class 50 Flange stress distributions.....	93
4.6.2	Bolt and gasket stresses and rotations of section X flange .....	96
4.6.3	Stresses in flange of section X .....	100
4.7	Conclusion .....	114
<b>CONCLUSION</b> 117		
<b>RECOMMANDATIONS .....</b>		<b>121</b>
<b>LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>		<b>123</b>



## **LISTE DES TABLEAUX**

	Page
Tableau 2.1 Exemples de compositions verrières .....	9
Tableau 2.2 Propriétés de différents types de composites.....	10
Tableau 2.3 Propriétés des résines thermoplastiques .....	11
Tableau 2.4 Propriétés des résines thermodurcissables.....	12
Tableau 2.5 Standard des joints en PRF, PS15-69 .....	26
Tableau 4.1 Gasket and bolt properties .....	92
Tableau 4.2 FRP Material properties.....	92

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Bride avec collerette.....	1
Figure 1.2 Rupture due à une fissure localisée à la jonction de la collerette et la plaque .....	2
Figure 2.1 Tissu composite en fibres de verre.....	8
Figure 2.2 Moulage par contact.....	14
Figure 2.3 Enroulement filamentaire.....	15
Figure 2.4 Différentes types de brides.....	18
Figure 2-5 Différentes faces de brides.....	21
Figure 2.6 Différentes forces agissant sur la bride .....	23
Figure 2.7 Distribution de la contrainte radiale en fonction de la position au rayon de la bride.....	31
Figure 2.8 Distribution de la contrainte tangentielle en fonction de la position au rayon de la bride .....	31
Figure 2.9 Distribution de la contrainte radiale pour les résultats analytique et par MEF ....	32
Figure 2.10 Distribution de la contrainte tangentielle pour les résultats analytique et par MEF .....	33
Figure 2.11 Vue axisymétrique du MEF de la bride sur ANSYS .....	34
Figure 2.12 Dimensions du récipient d'essai (gauche) et mise en place des tests (droite) Tirée de Sun (1995) .....	35
Figure 2.13 Emplacement des rosettes sur la bride en composite .....	36
Figure 2.14 Contraintes longitudinale et tangentielle à la surface extérieure de la bride lors du serrage initial .....	37
Figure 2.15 Contraintes longitudinale et tangentielle à la surface extérieure de la bride durant la phase de pressurisation .....	38

Figure 3.1 Modèle analytique d'une bride en PRF avec la coque, la collerette et l'anneau : (i) serrage initial et (f) pressurisation finale .....	44
Figure 3.2 Model de la coquille.....	46
Figure 3.3 Plaque soumise à la flexion Tirée de Khazraiyanvafadar (2019) .....	57
Figure 3.4 Compatibilité axiale du joint a) serrage à la main b) pré-serrage initial (Bolt-up), c) pressurisation Tirée de Khazraiyanvafadar (2019).....	64
Figure 3.5 Configuration du stratifié dans les brides en PRF selon l'épaisseur.....	73
Figure 4.1 Analytical model of an FRP flange with the shell, hub and ring: (i) bolt up and (f) pressurization.....	82
Figure 4.2 Typical laminate configuration in FRP composite flange in this study .....	93
Figure 4.3 Tangential stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50 .....	94
Figure 4.4 Tangential stress distribution at outer diameter for NPS 12 class 50 .....	95
Figure 4.5 Longitudinal stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50.....	95
Figure 4.6 Longitudinal stress distribution at outer diameter for NPS 12 class 50.....	96
Figure 4.7 Radial stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50 .....	96
Figure 4.8 Bolt stress during pressurization vs. Nominal pipe size .....	98
Figure 4.9 Gasket stress during bolt-up vs. Nominal pipe size for all flange classes .....	98
Figure 4.10 Gasket stress during pressurization vs. Nominal pipe size .....	99
Figure 4.11 Flange rotation during bolt-up vs. Nominal pipe size.....	99
Figure 4.12 Flange rotation during pressurization vs. Nominal pipe size.....	100
Figure 4.13 Maximum tangential stress in hub at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	101
Figure 4.14 Maximum tangential stress in hub at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	101
Figure 4.15 Maximum tangential stress in hub at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size.....	102

Figure 4.16 Maximum tangential stress in hub at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	102
Figure 4.17 Maximum longitudinal stress in hub at ID. During bolt-up vs. Nominal pipe size .....	103
Figure 4.18 Maximum longitudinal stress in hub at OD. During bolt-up vs. Nominal pipe size .....	103
Figure 4.19 Maximum longitudinal stress in hub at ID. During pressurization vs. Nominal pipe size .....	104
Figure 4.20 Maximum longitudinal stress in hub at OD. During pressurization vs. Nominal pipe size .....	104
Figure 4.21 Maximum tangential stress in shell at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	105
Figure 4.22 Maximum tangential stress in shell at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	105
Figure 4.23 Maximum tangential stress in shell at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	106
Figure 4.24 Maximum tangential stress in shell at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	106
Figure 4.25 Maximum longitudinal stress in shell at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	107
Figure 4.26 Maximum longitudinal stress in shell at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	108
Figure 4.27 Maximum longitudinal stress in shell at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	108
Figure 4.28 Maximum longitudinal stress in shell at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	109
Figure 4.29 Maximum tangential stress in ring at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	110
Figure 4.30 Maximum tangential stress in ring at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size .....	110

Figure 4.31 Maximum tangential stress in ring at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	111
Figure 4.32 Maximum tangential stress in ring at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	111
Figure 4.33 Maximum radial stress in ring at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size....	112
Figure 4.34 Maximum radial stress in ring at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size .....	112
Figure 4.35 Stress distribution during bolt-up.....	113
Figure 4.36 Stress distribution during pressurization.....	113
Figure 4.37 Radial displacement in flange .....	114



## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

ACP	Ansys Composite PrepPost
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
Cr	Chromium
FE	Finite Element
FEM	Finite Element Modeling
FRP	Fiber Reinforced Plastic
ID	Inside diameter
Mo	Molybdène
Ni	Nickel
NPS	Nominal Pipe Size
OD	Outside diameter
PRF	Polymère Renforcé de Fibre



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

### *SYMBOLES*

$v$	Coefficient de poisson
$\beta h$	Constante de la collerette (mm <sup>-1</sup> )
$\beta s$	Constante de la coquille (mm <sup>-1</sup> )
$\theta$	Direction tangentielle
$\varepsilon$	Déformation
$\gamma$	Déformation angulaire
$\varphi$	Rotation de l'anneau (rad)
$\sigma$	Contrainte (MPa)
$A$	Matrice de rigidité en membrane (MPa.mm)
$A_p$	Surface du boulon (mm <sup>2</sup> )
$B$	Matrice de couplage membrane flexion-torsion (MPa.mm <sup>2</sup> )
$C$	Constante d'intégration
$d$	Diamètre (mm)
$D$	Matrice de rigidité en flexion et torsion (MPa.mm <sup>3</sup> )
$E$	Module de Yung (MPa)
$F$	Force (N)
$F_v$	Volume de fibre (%)
$G$	Module de cisaillement (MPa)
$K$	Rigidité uniaxiale (N/mm)

$L$	Coefficient de la coque et du cylindre
$M$	Moment de discontinuité (Nm)
$n$	Nombre de boulons
$N$	Force membranaire (N/mm)
$p$	Pression interne (MPa)
$Q$	Discontinuité ou force de cisaillement (N)
$\bar{Q}$	Matrice à rigidité réduite (MPa)
$r$	Rayon (mm)
$r_c$	Rayon centroïde de la bride sans trou (mm)
$r_{bh}$	Rayon du trou de boulon (mm)
$x$	Axial
$t$	Épaisseur (mm)
$T$	Épaisseur du matériau (mm)
$u$	Déplacement radial (mm)
$W$	Déplacement axial (mm)
$z$	Distance entre le plan moyen et le pli (mm)

*Indice*

$1$	Jonction entre l'anneau et la collerette
$2$	Jonction entre la collerette et la coquille
$b$	Boulon
$f$	Bride

<i>g</i>	Joint d'étanchéité
<i>i</i>	Intérieur
<i>k</i>	Numéro du pli
<i>L</i>	Direction longitudinale
<i>m</i>	Mat
<i>o</i>	Extérieur
<i>T</i>	Axe transversal
<i>s</i>	Coquille
<i>w</i>	Mèche tissée
<i>x</i>	Axial
<i>xθ</i>	Plan xθ
<i>xy</i>	Plan xy
<i>y</i>	Axe des y

### *Exposants*

<i>f</i>	Phase finale (pressurisation)
<i>h</i>	Collerette
<i>i</i>	Phase initiale (serrage)
<i>m</i>	Mat
<i>n</i>	Conditions de travail, n = i ou f
<i>r</i>	Anneau/la plaque
<i>s</i>	Coquille

*w*

Mèche tissée

## *UNITÉS DE MESURE*

### *Angle*

Deg                    Degré

Rad                    Radian

### *Déplacement*

m                    Mètres

mm                    Millimètres

### *Énergie*

J                    Joules

### *masse*

kg                    Kilogrammes

N                    Newton

### *Pression*

GPa                    Giga Pascal

Ksi                    Kilo pounds per Square Inches

MPa                    Mega Pascal

Psi                    Pounds per Square Inches

*Température*

C Celsius

*Temps*

s Secondes

## CHAPITRE 1

### INTRODUCTION

L'évolution des matériaux en composite, tel que les polymères renforcés de fibres (PRF), a énormément avancé durant le dernier siècle. Dans certains domaines tels que l'industrie pétrochimique et nucléaire, les matériaux à base d'acier sont les plus fréquemment utilisés.

Les assemblages à brides boulonnées munis de joint sont utilisés dans les systèmes de tuyauteries des secteurs publics et industriels; leur rôle est de relier les tuyaux entre eux, aux vannes et aux équipements spéciaux tels que les échangeurs, les condensateurs et les réservoirs sous pression. Un assemblage à brides boulonnées est une structure complexe composée de deux brides d'un joint d'étanchéité et de plusieurs boulons. Il existe plusieurs types de brides différentes, chacune ayant une utilité particulière. L'une des plus utilisées dans les tuyauteries à haute pression est la bride avec collerette. La figure 1.1 ci-dessous illustre une bride typique avec collerette. On peut diviser ce type de bride en trois sections différentes à savoir l'anneau ou plaque (3), la collerette (2) et la virole laquelle est très souvent cylindrique (1). Les brides munies de plusieurs boulons et d'un joint d'étanchéité sont les maillons faibles des systèmes de tuyauterie. Le rôle des boulons est de maintenir une pression de serrage assez grande afin que le joint d'étanchéité puisse minimiser les fuites de gaz ou liquide.

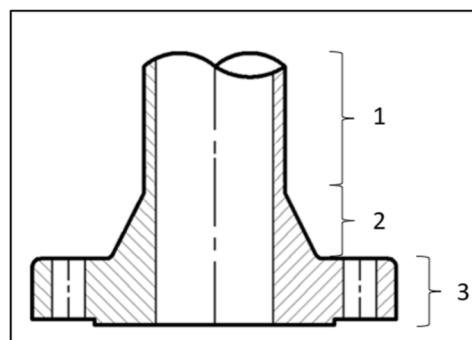


Figure 1.1 Bride avec collerette  
Tiré de Sölken, W (2022)

Les objectifs des assemblages boulonnés à brides sont de conserver un certain niveau d'étanchéité et de maintenir la fiabilité sur une longue période, notamment dans des conditions de fonctionnement sévères telles que la température élevée et la haute pression en présence de fluides corrosifs. Malgré leurs propriétés mécaniques étonnantes, les brides métalliques n'offrent pas de bonne résistance aux attaques chimiques et corrosives. Au fil du temps, le métal s'affaiblit en raison de la corrosion et provoque une défaillance catastrophique dans les zones les plus sollicitées de la bride comme illustrée dans la figure 1.2.



Figure 1.2 Rupture due à une fissure localisée à la jonction de la collerette et la plaque  
Tirée de Dynaflow research group (2011)

L'idée d'intégration de matériaux PRF dans les brides à hautes pressions est intéressante et ne date pas de longtemps. Les PRF offrent des propriétés exceptionnelles comme la légèreté, la résistance à la fatigue et aux attaques chimiques incluant la corrosion. Dans la catégorie des métaux, seuls ceux à base d'alliage de nickel (Ni), molybdène (Mo) et chrome (Cr) offrent des résistances similaires. Le transfert de connaissances aux brides en composite s'est fait en prenant compte de la conception des brides métalliques. Malgré leurs nombreuses propriétés, les PRF sont des matériaux ayant un comportement anisotropique, très complexe à simuler. L'un des avantages de l'utilisation des métaux, comme l'acier, dans les brides à haute pression,

est la propriété d'isotropie. Elle permet de prédire le comportement du matériau soumis à des chargements complexes par modèle analytique ou numérique. Avec l'évolution des logiciels d'analyse par éléments finis, les premières approches analytiques ont été testées sur des matériaux en PRF en prenant compte du comportement purement anisotropique.

L'une des premières études sur l'analyse des contraintes des assemblages boulonnés à brides en PRF basée sur la théorie des stratifiés a été menée par Sun (1995). Afin de vérifier les résultats analytiques, une analyse par éléments finis avec des éléments solides stratifiés anisotropes 3-D, utilisant ANSYS, a été réalisée. Il a conclu que toutes les règles de conception basées sur l'expérience de conception des brides métalliques doivent être validées en utilisant la théorie des stratifiés et les critères de défaillance des PRF. Les essais ont porté sur des paires de brides non identiques de 300 mm de diamètre utilisées avec des brides à faces pleines. Il recommande de vérifier la conception proposée pour différentes tailles et dimensions, ainsi que sous diverses conditions d'opération telles que la pression, la température et l'humidité. Il propose également d'inclure la rotation de la bride, la performance du joint et le taux de fuite. On comprend vite que l'emploi des PRF dans les brides à haute pression est alors moins évident à concevoir que les métaux.

Une autre étude intéressante très récente, relatant sur le sujet est la thèse de Khazraiyanvafadar (2019) qui traite de l'inadéquation de la procédure de calcul de conception des brides en PRF utilisée dans la section X du code ASME (ASME, 2016a) basée sur la méthodologie de la section VIII (ASME, 2016b) destinée aux brides métalliques et fondée sur la méthode de Taylor Forge. Les principaux objectifs de sa recherche étaient les suivants :

- Incorporer la collerette dans un nouveau modèle analytique proposé pour évaluer les contraintes et les déformations des brides en PRF.
- Mettre en œuvre une analyse de la flexibilité dans le modèle pour tenir compte de l'interaction élastique entre les différents composants du joint boulonné anneau, collerette et virole.

- Réaliser des essais expérimentaux pour valider les modèles analytiques et numériques et comparer les paramètres tels que la variation de charge dans la boulonnerie, la rotation de la bride, les contraintes et les déformations à différentes localisations.

Trois modèles d'éléments finis différents pour trois types différents de brides en PRF ont été modélisés : une bride NPS 3 classe 150 avec collerette et une bride NPS 12 classe 150 avec et sans collerette. L'analyse et la comparaison des contraintes portent sur le déplacement radial et les contraintes tangentielles et longitudinales à l'intérieur et à l'extérieur des surfaces de la bride. Il a constaté que les contraintes obtenues à partir des mesures de déformation dans la collerette et celles obtenues par MEF en tenant compte de l'anisotropie sont raisonnablement bien prédites par le modèle analytique.

Il déclare que, les résultats de cette enquête ont conduit à la conclusion que l'approche présentée dans son étude fournit une meilleure formulation du comportement des brides que la norme ASME BPV Code Section X, et ainsi permet une conception et une évaluation précises, fiables et approfondies des assemblages à brides boulonnés en PRF. Khazraiyanvafadar recommande des essais expérimentaux supplémentaires sur des brides en PRF de plus grand diamètre et d'autres matériaux en PRF ayant des propriétés différentes dans les deux directions longitudinale et tangentielle. Ces tests pourraient être menés pour étayer et valider davantage la précision et la robustesse des modèles analytiques et numériques pour différentes tailles de brides en PRF.

L'étude de recherche de Khazraiyanvafadar traite des brides en PRF de diamètre nominal et pression spécifiques, qui ne couvrent que certains cas qu'on retrouve dans la section X du code international ASME BPVC traitant sur les récipients sous pression en plastique renforcé de fibres. La table RD-620.1 de ce code regroupe toutes les dimensions des brides et des embouts pour les brides moulées à la main sous pression. Cette table couvre une grande variété de brides. Les tailles nominales du tuyau varient entre 1 et 1219 pouces et les pressions internes sont divisées en 6 classes différentes, soit pour les pressions suivantes : 25, 50, 75, 100, 125 et

150 psi. Dans la majorité des cas, le changement de classe vient modifier les dimensions d'épaisseurs de la bride et de l'embout. Dans certains cas, ces dimensions doivent être calculées selon la norme RD-1176. L'étude actuelle traite les tailles nominales de tuyaux entre 1 et 48 po, et ignore les dimensions des classes qui doivent être calculées selon la norme RD-1176. L'un des objectifs de cette étude est d'identifier les brides les plus critiques en analysant les contraintes exercées sur les boulons et le joint d'étanchéité, la rotation des brides et les contraintes exercées sur la virole cylindrique, la collerette et l'anneau ou la plaque de la bride.

Le contenu de ce mémoire est organisé en 4 chapitres. Le premier chapitre est consacré à la l'introduction et à la révision approfondie et qualitative des différents types de joints à brides boulonnés, avec une importance particulière sur les joints à brides boulonnés en PRF.

Le chapitre deux traite la revue de la littérature. Une vue d'ensemble des matériaux composites en PRF, des brides métalliques ainsi que des brides en PRF est donnée pour introduire le sujet. Il est nécessaire de passer en revue les travaux antérieurs pertinents sur les assemblages à brides boulonnées métalliques et en composites pour informer le lecteur de l'état d'art et justifier l'étude entreprise.

Le troisième chapitre traite de la modélisation analytique d'un assemblage à brides boulonnées identique typique en PRF avec joint plat sur toute la surface. La théorie classique des stratifiés est utilisée pour vérifier l'intégrité structurelle et l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées en PRF de la section X du code ASME, sur la base d'un comportement anisotrope et en tenant compte de l'analyse de la flexibilité de tous les éléments de la bride, y compris le joint et les boulons.

Un article de journal a été soumis et deux articles de conférence ont été acceptés. Seul le premier portant sur l'étude paramétrique des brides en PRF de la section X du code ASME

sera présenté dans le chapitre 4. Nous donnons ici-bas les titres de ces papiers et leurs états de publication :

- Bouzid S., Bouzid A. and Ngo A.D., 2022, "A Study of the Strength of ASME Section X FRP Flanges," soumis à ASME Journal of Pressure Vessel Technology.
- Bouzid A., Bouzid S. and Ngo A.D., 2022, "Stress Analysis of ASME Section X Flanges Using Classical Lamination Theory," accepté dans IPC2022 International Pipeline Conference, Proc. ASME. IPC2022, Calgary, AB, Canada, Sept. 26-30, Paper No: IPC2022- 89130.
- Bouzid S., Bouzid A. and Ngo A.D., 2022, "A Study of the Strength of ASME Section X FRP Flanges," accepté dans ASME 2022 Pressure Vessels and Piping Conference, Proc. ASME. PVP2022, Volume 2: Computer Technology and Bolted Joints, Las Vegas, Nevada, July 17-22, Paper No: PVP2022-81832.

Cette thèse se termine par une conclusion générale sur l'étude des brides en PRF de la section X du code ASME, et donne quelques recommandations pour des travaux futurs.

## CHAPITRE 2

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

Dans ce chapitre, une vue d'ensemble des matériaux composite en PRF, des brides métalliques ainsi que des brides en PRF sera donnée tout en passant en revue les travaux antérieurs pertinents sur les assemblages à brides boulonnées métalliques et en composite. Comme indiqué précédemment, les structures en composite sont généralement traitées en utilisant les théories et modèles de leurs homologues métalliques en conjonction avec des facteurs de sécurité élevés et occasionnellement des tests expérimentaux. Donc il convient de passer en revue quelques travaux antérieurs sur les assemblages à brides boulonnées métalliques pour comprendre l'enjeu. Dans les chapitres suivants, nous soulignerons la pertinence de ces travaux par rapport à la recherche présentée dans ce rapport.

#### 2.1        **Vue d'ensemble des plastiques renforcés de fibres (PRF)**

Les PRF, faisant partie de la famille des matériaux composites, sont des matériaux composés de fibres de renforcement insérées dans une matrice de résine. Le rôle de la fibre est de soutenir une grande partie des efforts mécaniques. La matrice de résine renforcée de fibres de matériau plus rigide telle que le verre ou le carbone, quant à elle, maintient les fibres dans la même forme géométrique et les protège contre les attaques chimiques.

Voici quelques avantages intéressants qu'offrent les PRF :

- Légereté
- Résistance à la corrosion
- Bonnes propriétés mécaniques
- Longue durée de vie

## 2.2 Les fibres

La fibre est l'un des éléments d'un matériau composite. Comme mentionné plus tôt, le rôle de la fibre est d'encaisser la totalité des efforts mécanique. Il existe de nombreux types de fibres différentes : fibres courtes, fibres longues ou continues.

### 2.2.1 Fibres de verre

La fibre de verre montré à la figure 2.1 est un filament de verre. Il existe trois familles de verres : les plats, les cellulaires et les creux. La fibre de verre a été brevetée en 1930, mais n'a que très récemment évolué dans l'industrie verrière. Les industries utilisant la fibre de verre sont : les bâtiments, les infrastructures, les transports, l'électricité, l'électronique, le sport, le loisir et les équipements industriels.

Avantages de l'emploi de fibre de verre :

- Isolation thermique
- Résistance à la corrosion
- Résistance aux attaques chimiques
- Entretien faible
- Résistance à la traction
- Stabilité dimensionnelle
- Absorption de l'humidité très basse
- Coût compétitif

Ces différentes propriétés rendent le remplacement de l'acier par les composites polymériques renforcés de fibre de verre très intéressant.



Figure 2.1 Tissu composite en fibres de verre  
Tirée de Haufler Composites (2022)

Selon l'usage de la fibre de verre, la composition varie pour optimiser les propriétés selon le besoin. On compte trois compositions différentes, soit les verres de type E, C et AR avec leurs compositions chimiques montrées au Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Exemples de compositions verrières  
Wikipedia (2022)

Composition	Verre de type E	Verre de type C	Verre de type AR
SiO <sub>2</sub>	53 – 55 %	60 – 65%	61 %
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	14 – 15 %	3.5 – 6 %	-
CaO	17 -23 %	14 %	5 %
MgO	1 %	3 %	-
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	0.8 %	10 %	17 %
B <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.8 %	5 %	-
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.3 %	0.5 %	0.3 %
TiO <sub>2</sub>	0.5 %	-	-
ZrO <sub>2</sub>	-	-	10 %

Dans le cas de réservoirs sous pression, les fibres de type E sont les plus utilisées. Leurs propriétés mécaniques sont appropriées en plus d'avoir une mise en forme relativement simple.

### 2.2.2 Fibres de carbone

La première fibre de carbone a été fabriquée en 1860 par Joseph Swan, un électricien-chimiste britannique. C'est au début des années 1960 que se sont grandement développées la qualité et la popularité des fibres de carbones.

Les fibres de carbone se composent de fibres extrêmement fines (diamètre de 5 à 10 µm). Elles sont majoritairement constituées d'atome de carbone. Les atomes de carbones sont regroupés dans des cristaux microscopiques et plus ou moins alignés de façon parallèle à l'axe de la fibre. C'est cet alignement de cristaux qui rend la fibre aussi résistante malgré sa taille. L'enroulement de plusieurs milliers de fibres de carbone forme un fil qui est ensuite tissé.

Avantages de l'emploi de fibre de carbone :

- Grande résistance à la traction
- Bonne résistance à la compression
- Bonne conductivité thermique
- Très flexible

Malgré ses propriétés exceptionnelles (voir Tableau 2.2), le prix élevé limite considérablement son utilisation dans les secteurs technologiques. Les bénéficiaires sont principalement les secteurs aérospatiale et aéronautique, et à une échelle moindre les secteurs de l'automobile, du sport et du loisir.

Tableau 2.2 Propriétés de différents types de composites  
Tirée de Texonic (2022)

	Résistance à la traction (KSI)	Rapport Résistance/poids	Rigidité en traction (MSI)	Rapport Rigidité/poids	Élongation lors de rupture (A %)	Densité (g/cm <sup>3</sup> )
Verre type E	420	165	10.5	4.13	4.4	2.54
Verre type S-2	665	267	12.4	4.98	5.2	2.49
Basalte	600	227	12.3	4.66	3	2.64
Aramide: Haut Module (Dupont™ Kevlar® 49)	435	302	18	12.5	2.4	1.44
Carbone HS T300						
Carbone HS TR30S	512	284	33.4	18.56	1.5	1.8
Carbone HS T700	640	356	33.4	18.56	1.9	1.8
Polyester	711	395	33.4	18.56	2.1	1.8

## 2.3 Les résines

La résine sert de matrice à garder en place les fibres. Il existe deux types de résines employées dans les PRF : les résines thermoplastiques et les résines thermodurcissables.

### 2.3.1 Les résines thermoplastiques

En chauffant les résines thermoplastiques, elles se ramollissent; ce qui permet d'obtenir une forme désirée. Une fois la forme obtenue, on refroidit l'ensemble pour redevenir dure. Le processus étant réversible, il est alors possible de réchauffer la résine pour lui faire changer de forme de façon répétitive. Cette qualité rend la résine recyclable si les conditions suivantes sont respectées; la matière n'a pas subi une dégradation thermique et les contraintes mécaniques de cisaillement ne modifient pas la structure.

Exemples de résines thermoplastiques :

- PCV : Polychlorure de vinyle
- PC : Polyéthylène
- PTFE : Polytétrafluoroéthylène
- PB : Polybutylène

Malgré les propriétés intéressantes de la résine thermoplastique, sa faible résistance aux fluages pose problème. Dans le cas des brides, où la durée de vie doit être élevée, la déformation des pièces soumises à une température élevée est à risque.

Tableau 2.3 Propriétés des résines thermoplastiques  
Tirée de Gornet (2008)

Résines	T <sub>f</sub> (°C)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	ε <sub>t</sub> <sup>r</sup> (%)	σ <sub>t</sub> <sup>r</sup> (MPa)	σ <sub>c</sub> <sup>r</sup> (MPa)	E (GPa)
Polyamide	65 à 100	1140	-	60 à 85	-	1.2 à 2.5
Polypropylène	900	1200	-	20 à 35	-	1.1 à 1.4

### 2.3.2 Les résines thermodurcissables

Les résines thermodurcissables sont fabriquées par réaction chimique nommée polymérisation. Lorsque ce phénomène se produit, le réseau de liaisons est de hautes énergies, ce qui rend la réaction irréversible. Les résines thermodurcissables ne peuvent être mises en forme qu'une seule fois. C'est la raison pour laquelle la résine n'est pas recyclable.

Exemple de résines thermodurcissables :

- Polyesters
- Époxydes
- VE : Vinylester
- PF : Phénoplaste

La matrice en résine thermodurcissable, contrairement à la résine thermoplastique, offre une bonne rigidité et des propriétés mécaniques qui dépendent peu de la température (voir Tableau 2.4). De plus, il est beaucoup plus facile d'introduire des fibres pour ce type de résine, puisqu'il n'est pas nécessaire d'élever la température ou de pressuriser l'ensemble.

Tableau 2.4 Propriétés des résines thermodurcissables  
Tirée de Gornet (2008)

Résines	T <sub>f</sub> (°C)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	ε <sup>r</sup> (%)	σ <sup>r</sup> (MPa)	σ <sup>c</sup> (MPa)	E (GPa)
Polyesters	60 à 100	1140	2 à 5	50 à 85	90 à 200	2.8 à 3.6
Phénoliques	120	1200	2.5	40	250	3 à 5
Époxydes	290	1100 à 1500	2 à 5	60 à 80	250	3 à 5

### 2.4 Les plis

Il existe différents types de dispositions de plis, soit les plis unidirectionnels, les plis tissés « Woven roving lamina » et les mats. Typiquement, l'épaisseur des plis se dit supérieure à 0.1mm. Certains plis, pour les matériaux en carbone époxy, sont de l'ordre de 0.125mm.

#### **2.4.1 Plis unidirectionnels**

Dans cette configuration, les fibres sont toutes dans la même direction et sont disposées de façon parallèle les unes aux autres. Le rôle de la résine matrice est de permettre le maintien en place des fibres. Puisque les fibres sont toutes orientées dans la même direction (principalement longitudinale ou transversale), le pli a conséquemment un comportement grandement orthotrope.

#### **2.4.2 Plis tissés et plis en mat**

Les fibres ayant un diamètre très fin, autour de quelques microns, sont assemblées jusqu'à l'obtention de filaments d'épaisseur désirée. Celles-ci sont, par la suite, tissées les uns aux autres. En fonction de l'utilité, un grand nombre de combinaisons de motifs est disponible. Il est pratique d'avoir un tissage avec filaments dans deux orientations, afin d'obtenir des propriétés à peu près identiques dans les axes transversaux et longitudinaux. Dans le cas de plis en mat, les fibres sont aléatoirement disposées sur les plis. Une fois complète, cette configuration rend le matériau quasi isotrope dans le plan du pli.

### **2.5 Le stratifié**

Le stratifié constitue les plis successifs de renforts imprégnés de résines. La modification des propriétés varie en fonction de trois paramètres : la nature des plis, le nombre de plis et l'orientation des plis.

### **2.6 Technique de mise en forme**

Il existe plusieurs méthodes de mise en forme des stratifiés PRF : le moulage part contact, le moulage par injection, l'enroulement filamentaire, le moulage par compression, moulage par transfert de résine et la coulée centrifuge. Les méthodes ci-dessous sont les plus employées pour les matériaux PRF.

### 2.6.1 Moulage par contact

Le moulage des formes cylindriques se fait en assemblant les fibres de renforcement et résine sur un mandrin ou dans un moule. L'assemblage peut se faire à température ambiante ou à température élevée en utilisant un système catalyseur-promoteur. On empile les plis un à un en respectant l'orientation et en s'assurant qu'il n'y ait pas de bulles d'air qui se glisse dans la résine. La résine est étalée avec une brosse, un pinceau ou un pistolet entre chaque pli.

La résine se solidifie à température ambiante ou, pour accélérer le processus, avec un apport de chaleur à l'aide d'un four. La pièce est finalement démoulée.

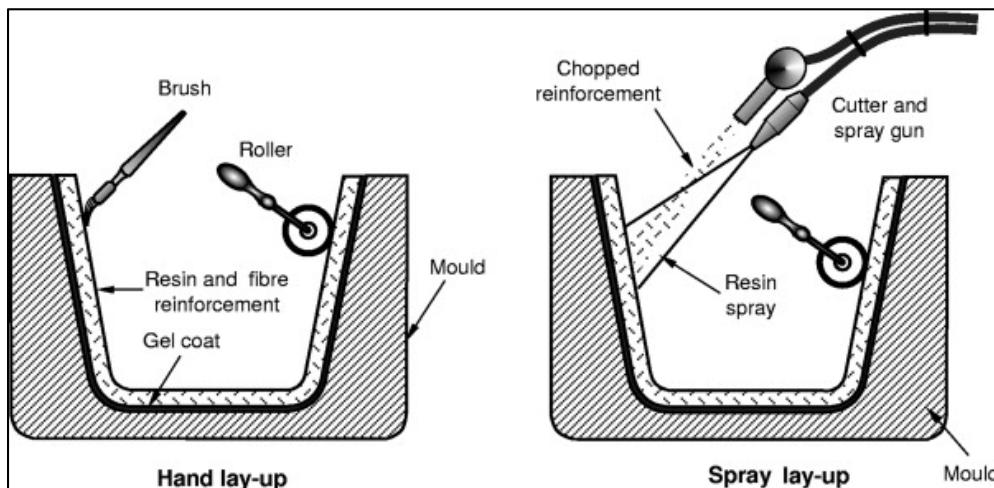


Figure 2.2 Moulage par contact  
Tirée de K.G Swift (2013)

### 2.6.2 Enroulement filamentaire

Pour cette méthode, un mandrin en rotation est utilisé en tant que moule intérieur. Les fibres sont enroulées sur le mandrin et imprégnées de résines. Lorsque l'enroulement est complété, il y a cuisson pour le cas de la résine thermodurcissable, et finalement refroidissement et retrait du mandrin. La pièce finale en forme de cylindre est alors obtenue. La méthode par enroulement filamentaire est adaptée pour les pièces de révolution creuses comme pour le cas des tuyaux et réservoirs sous pression.

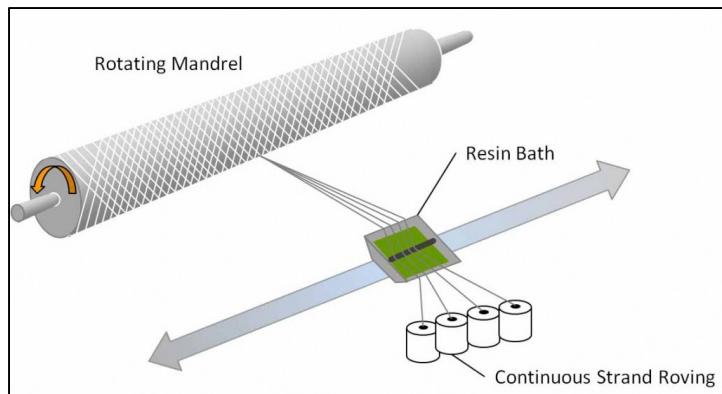


Figure 2.3 Enroulement filamentaire  
Tirée de Hebei Maple FRP (2022)

## 2.7 Dimensionnement

En fonction des paramètres, on peut par la suite dimensionner la pièce en composite. Voici les paramètres qui viennent influencer le dimensionnement de la pièce :

- L'arrangement des plis leur orientation et leur épaisseur.
- Les propriétés mécaniques des plis.

## 2.8 Vue d'ensemble des assemblages à brides boulonnées

Les assemblages à bride boulonnée sont surtout utilisés dans les systèmes de tuyauterie dans les domaines industriels. On les utilise afin de raccorder les composantes de réservoir sous pression. Il est important que les brides soient facilement démontables, puisque l'entretien du système est souvent nécessaire. Malgré l'utilisation abondante de brides métalliques, les brides en composites prennent peu à peu l'intérêt des industries où la corrosion est un problème important.

## 2.9 Les brides métalliques

Il existe plusieurs types de brides boulonnées tels qu'illustrés dans la figure 2.4. Celles-ci doivent suivre les standards ASME B16.5 (ASME, 2020). Ces standards couvrent les brides et

raccords à brides pour tuyaux de dimensions NPS 1/2 à NPS 24 pouces et de classes 150 à 1500. La norme couvre les pressions et températures nominales, les matériaux, les dimensions, les tolérances, le marquage, les tests et les méthodes de désignation des ouvertures pour les brides et les raccords à brides. La dénomination des types de brides ci-dessous est conservée en anglais puisqu'il n'existe pas de traduction française précise. Cependant, on peut les distinguer comme suit :

- Brides à emmancher et à souder ou « slip on ».
- Brides à collerette à souder en bout ou « welding neck ».
- Brides pleines ou « blind cover ».
- Brides à recouvrement ou « lap joint ».
- Brides filetées ou « threaded ».
- Brides à emboîter et à souder « socket weld ».

### 2.9.1 Types de brides métalliques conventionnelles

La bride à collerette à souder en bout ou « welding neck » est conçue pour être reliée au tuyau par soudure bout à bout. Cette bride est particulièrement utilisée lorsque des contraintes cycliques agissent sur elle, car elle peut, grâce à la transition "en douceur" entre la bride et le tuyau, mieux répartir les contraintes. Typiquement, ces brides sont adaptées à une utilisation dans des environnements hostiles qui présentent des températures et des pressions extrêmes ou d'autres sources de contraintes.

La bride à emmancher et à souder ou « slip-on » est généralement préférée par de nombreux concepteurs en raison de son faible coût et de sa facilité de réglage, car le tuyau qui y est soudé n'a pas besoin d'être coupé avec une grande précision. Elle est également équipée d'un moyeu court qui facilite un peu la répartition des contraintes. Elle est considérée comme faible par rapport à la bride à collerette à souder en bout, car sa résistance par rapport à cette dernière n'est que de 2/3 et, quand la fatigue entre en jeu, elle n'est que de 1/3. Il convient de noter qu'il n'est pas conseillé d'utiliser ce type de bride lorsque les conditions sont sévères, notamment en cas de conditions cycliques. La raison est que les contraintes résiduelles et les concentrations

de contraintes, dues à la discontinuité de la bride et du tuyau, sont élevées; ce qui peut causer l'érosion et la corrosion.

La bride filetée ou « threaded » a une utilisation limitée dans l'industrie et est généralement utilisée pour les tuyaux qui ne peuvent pas être soudés comme la fonte, l'acier galvanisé ou les tuyaux non métalliques (plastique). Il n'est pas recommandé d'utiliser ce type de bride dans des conditions sévères (fluides toxiques/dangereux, haute température, haute pression), car elle n'est pas très fiable puisque le filetage provoque une concentration de contraintes.

La bride à emboîter et à souder « socket weld » est très similaire au modèle bride à emmancher et à souder, la différence est qu'elle a un emboîtement sur le tuyau, ne nécessitant pas de soudure intérieure. Elle est généralement utilisée pour les tuyaux de petite taille (jusqu'à 1 1/2"). Ce type de bride n'est pas recommandé pour les systèmes susceptibles de se corroder par fissuration, en raison de l'espace entre la bride et le tuyau.

La bride à recouvrement ou « lap joint » présente une différence majeure par rapport aux autres, elle n'est pas fixée au tuyau. Elle présente de nombreux avantages : liberté de rotation autour du tuyau, ce qui permet d'aligner les trous de boulons ; absence de contact avec le fluide, ce qui permet d'utiliser des matériaux moins coûteux (acier au carbone, fer, etc.) ; et réutilisation possible puisqu'elle n'est pas soudée. L'inconvénient de ce type de bride est qu'elle n'a pas une bonne résistance à la fatigue (environ 1/10 de bride à collet à souder en bout) ; elle n'est donc pas utilisée dans les systèmes où les conditions d'opération sont sévères.

La bride pleine ou « Blind » a une fonction différente, soit de bloquer l'écoulement ou soit donner accès pour la maintenance, c'est pourquoi elle est moins utilisée dans les canalisations.

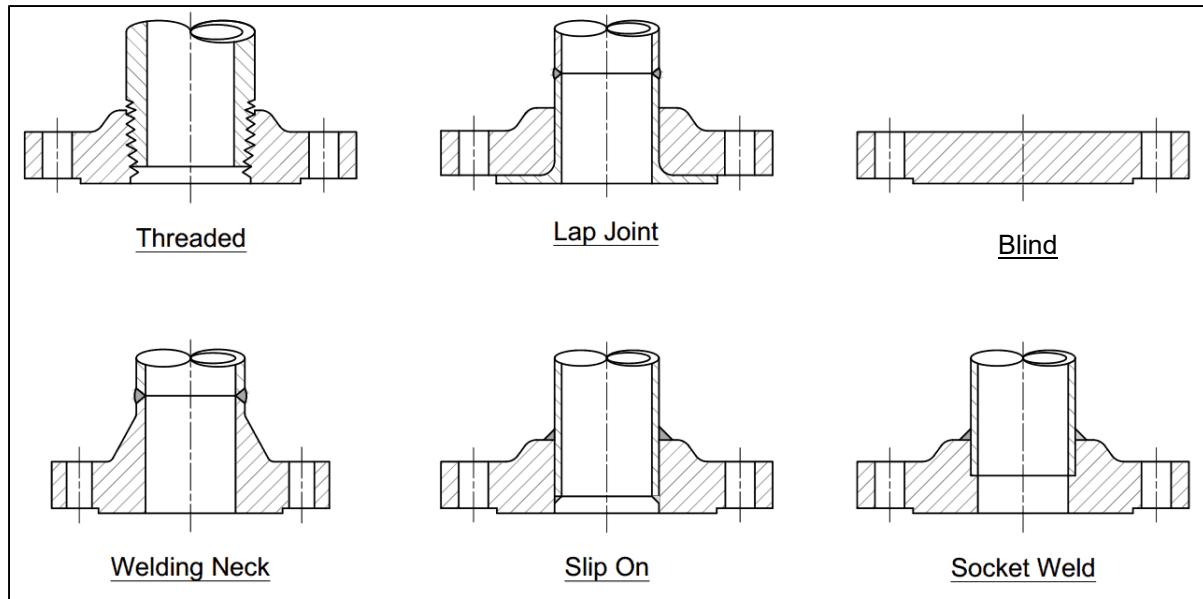


Figure 2.4 Différentes types de brides  
Tirée de Bolted flange design, Kazareng Engineering, 2019

Il existe différents types de revêtements sur les brides métalliques conventionnelles. La figure 2.4 présente quelques exemples. Encore une fois, la nomenclature anglaise est conservée pour les mêmes raisons.

### 2.9.2 Types de portées de joints des brides

La figure 2.5 présente différentes faces de brides présentement utilisées en industrie. La surface élevée ou « raised face » est le type de portée de joint le plus courant utilisé dans l'industrie. Selon la norme ASME B16.5, sa hauteur doit être de 2 mm pour les classes de brides 150 et 300 et de 7 mm pour les classes de brides 600 et plus. Le but de la face surélevée est de diminuer la surface de contact avec le joint et, par conséquent, d'augmenter la pression de contact. La capacité de rétention de pression du joint augmente, mais une rotation élevée de la bride, qui est considérée comme l'un des inconvénients de cette bride, est produite dans la collerette (hub) en raison du moment de la force du boulon, et donc aucun contact de la bride en dehors du cercle du boulon n'est établi (Lamit, 1984). De nombreux types de joints sont

utilisés avec ce type de bride, tels que les joints à feuille plate, les joints spiralés, les joints Camprofile et les joints annulaires métalliques.

La portée de joint plate ou « Flat Face » est surtout utilisée pour les brides faites de matériaux fragiles, comme pour le cas de certains plastiques et la fonte, car ces matériaux ne supportent pas bien la flexion. La bride à face de joint plate présente une surface de joint qui couvre la face du cercle de boulonnage. Les applications utilisant des brides à face plate sont souvent celles dans lesquelles on colle la bride ou le raccord à brides correspondant. Une bride plate en acier est citée comme une bride usinée à plat et ne présentant pas de face surélevée en forme de crête ou de bride de joint de type anneau. La surface plane de la bride plate permet un contact total entre le joint et toute la surface assemblée. Les brides à face plate ne doivent jamais être boulonnées sur une bride à face surélevée. La norme ASME B31.1 stipule que la face surélevée de la bride en acier au carbone doit être usinée lors du raccordement de brides en fonte à face plate à des brides en acier au carbone et qu'un joint à face pleine est nécessaire. La forme de la face de la bride fait référence à toutes les applications dans lesquelles la fonte et d'autres matériaux fragiles sont utilisés pour produire des équipements et des vannes. Pour les brides à face plate, seuls les joints à face pleine doivent être utilisés. Cela garantit que les deux brides correspondantes sont en contact total.

Le joint annulaire métallique ou « Ring Type Joint » est généralement utilisé lorsque soumis à des conditions sévères, comme une pression élevée, pour les brides de classe 600 et plus et/ou une température élevée 800°F ou 427°C et plus. Ce revêtement consiste en une rainure découpée dans la face de la bride, où le joint doit être inséré. Lorsque la bride est raccordée et serrée, la force de compression générée déforme plastiquement, de sorte qu'elle ne peut être utilisée qu'une seule fois, le joint qui remplit la rainure, créant ainsi un joint métal contre métal. Cependant, une grande précision de fabrication est nécessaire pour maintenir les dimensions des rainures du joint afin d'obtenir l'étanchéité requise. Par conséquent, ce type de bride est rarement fabriquée avec des matériaux PRF (Lamit, 1984).

L'assemblage à rainure et languette ou « Tongue and Groove » est généralement utilisé lorsqu'il y a contact avec un fluide corrosif, car le joint est confiné à l'intérieur de sa rainure, sans grand contact avec le fluide. L'inconvénient de ce revêtement est qu'on a besoin de deux brides différentes pour réaliser l'assemblage, l'une avec languette et l'autre avec rainure. Le joint, puisque placé sur la rainure, ne peut pas être poussé vers l'extérieur en raison de la force hydrostatique produite par la pression interne. Autre que la réduction de contact avec le fluide permettant une meilleure résistance à la corrosion, ce type de revêtement permet une meilleure performance d'étanchéité, un bon alignement, et une répartition uniforme des forces de compression sur le joint (Lamit, 1984). Cependant, le remplacement du joint est très difficile pour certaines applications et cela entraîne des dommages à la bride, notamment pour les applications à haute température. En outre, ce type de bride entraîne des coûts de fabrication élevés (Brownell et al., 1959).

L'assemblage mâle-femelle est similaire au type à rainure et languette « Tongue and Groove », car il faut deux brides différentes pour former l'assemblage mâle et femelle. La bride d'accouplement, appelée bride mâle, présente une zone annulaire extrudée de sa face de contact, tandis que l'autre bride d'accouplement, appelée bride femelle, présente une rainure usinée dans sa face. Pour ce type de bride, le joint est serré dans un endroit étroit et est empêché de se déplacer vers l'extérieur par les surfaces extérieures de la bride femelle. La différence entre les deux est que dans l'assemblage à rainure et languette le joint est confiné et a peu de contact avec le fluide, et dans l'assemblage mâle-femelle, le fluide est en contact avec son diamètre intérieur. Son étanchéité est très bonne et meilleure que celle de la bride à face surélevée. Elle est donc utilisée pour des pressions de service supérieures à celles de la bride à face surélevée, mais inférieures à celles de la bride à rainure et languette.

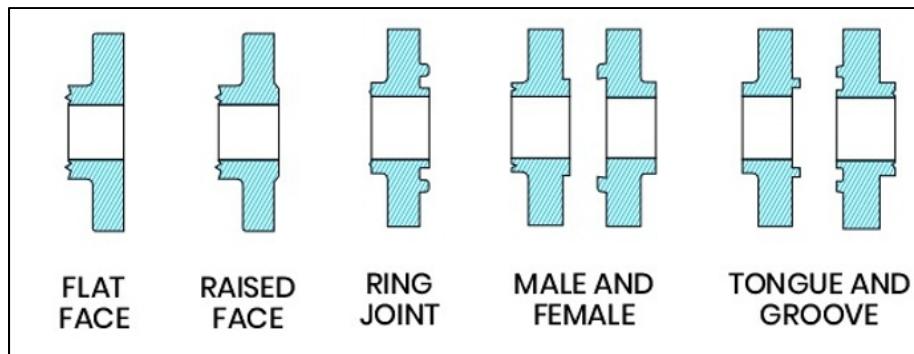


Figure 2-5 Différentes faces de brides  
Tirée de Pipinbmart.com (2020)

### 2.9.3 Procédure de conception et standards internationaux

Selon le code BPV de l'ASME, il existe deux procédures de conception acceptables pour les assemblages à brides boulonnées : les brides normalisées et les calculs de conception des brides. La première est la plus simple, puisque la conception consiste à choisir une bride dont les dimensions ont été normalisées pour des pressions-températures spécifiques. L'ingénieur dispose d'un certain nombre de ces normes, principalement des normes d'entreprise et celles de l'American National Standards Institute (ANSI) lesquelles ont été annexées à l'ASME. Lorsqu'une bride est choisie dans l'une de ces normes (en tenant compte des facteurs de sécurité appropriés), aucun calcul supplémentaire n'est nécessaire. Le code recommande fortement l'utilisation de ces conceptions standard chaque fois que cela est possible. Elles ont prouvé leur sécurité et une conception standard est généralement moins coûteuse qu'une conception spécialisée.

Il existe de nombreux standards internationaux :

La norme ASME/ANSI B16.5 couvre les brides en acier de diamètre nominal NPS 1/2 à NPS 24 métrique / pouces et les raccords à brides de la classe de pression 150 à la classe 2500. Elle inclut les niveaux de pression-température, les composants, les longueurs, les tolérances, la dénomination, la mesure et les méthodes de désignation des ouvertures pour les raccords à brides et les brides de tuyaux. Pour les structures de tuyauterie, deux brides très critiques, telles que les brides à colerette à souder en bout et les brides pleines, sont largement utilisées.

La norme ASME/ANSI B16.47, classer pour les brides en acier de grand diamètre, est une norme pour les brides des tuyaux en acier de diamètre NPS 26 à NPS 60. Néanmoins, la norme ANSI B16.47 ordinaire est encore divisée en deux sections : ANSI B16.47 séries A autrefois connu sous la norme MSS SP44 et les brides ANSI B16.47 séries B lesquelles sont moins résistantes et aussi connu sous la norme API 605.

La norme ANSI B16.47 contient les exigences relatives à la pression-température, aux pièces, aux dimensions, aux tolérances, au marquage et à l'examen des brides de tuyaux dans les tailles NPS 26 à NPS 60 et dans les classes de classification 75, 150, 300, 400, 600 et 900 pour les tailles supérieures.

Il existe de nombreuses autres normes, comme la norme britannique BS10, la norme DIN de l'institut allemand de normalisation (Deutsches Institut für Normung) qui est l'organisme national allemand de normalisation, les normes JIS (Japanese Industrial Standards) qui sont utilisées pour les activités industrielles au Japon, etc..

Dans le cas où l'ingénieur opte pour une conception de brides, il faudra suivre des étapes rigoureuses. En tenant compte du diamètre extérieur du tuyau, de son épaisseur et de la pression et de la température de conception, les étapes de base des calculs de conception des brides sont les suivantes :

1. Sélectionnez le joint (matériau, type et dimensions) et le type de portée de la bride.
2. Calculez les charges pour les deux conditions : la condition d'assise, où la charge du boulon est transmise au joint et la condition de pressurisation, où il y a une pression interne qui tend à décharger le joint et crée une rotation de l'anneau de la bride.
3. Déterminez le matériau de boulonnage et le nombre de boulons à utiliser.

4. Établir les dimensions de la bride, les proportions de la colerette, la largeur et l'épaisseur de la bride (en partant généralement de certaines valeurs standard de la bride).
5. En utilisant les charges et les dimensions, calculez les moments pour la condition d'assise du joint et les conditions de pressurisation et autres (chargements externes et de température).
6. Trouver les contraintes dans la bride et les vérifier par rapport aux contraintes admissibles du matériau de la bride.

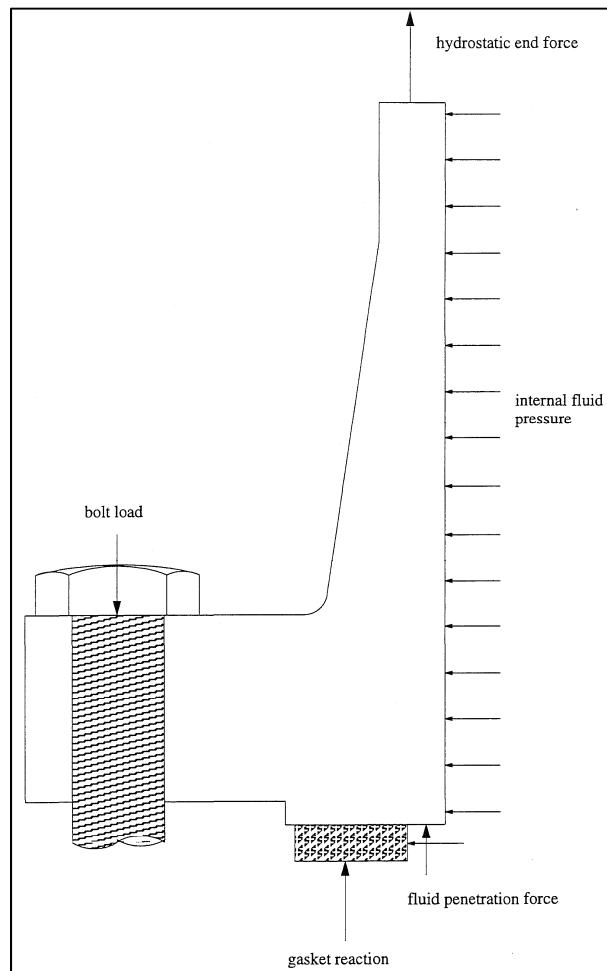


Figure 2.6 Différentes forces agissant sur la bride  
Tirée de Estrada (1995)

La précontrainte initiale du joint est assurée par la précharge des boulons (voir figure 2.6), c'est ce qu'on appelle communément la condition d'assise. Dans cet état, le joint se déforme en remplaçant les irrégularités de la face de la bride, assurant un contact complet sur toute sa surface de contact. Lorsque la pression interne est appliquée, la contrainte de contact sur le joint diminue ; c'est ce qu'on appelle communément l'état de pressurisation. Le code exige l'analyse de deux cas de chargements distincts. Les deux cas de charge sont calculés à l'aide de deux coefficients distincts : le coefficient de joint  $y$ , qui est défini comme étant la contrainte minimale du joint pour que le matériau du joint se déforme plastiquement et ainsi pénètre dans les irrégularités de la surface de la bride, et le coefficient  $m$ , multiple de la pression définie comme le rapport entre la contrainte minimale du joint nécessaire pour avoir une étanchéité adéquate et la pression interne. Ces facteurs dépendent des propriétés du matériau du joint et de ses performances d'étanchéité. Une liste de ces facteurs, qui sont obtenus à partir d'expériences industrielles, est donnée dans le code ASME pour différents types de joints.

## 2.10 Les brides en composites

Les joints à brides boulonnés en plastique renforcé de fibres (PRF) sont largement utilisés dans le secteur public tel que les réseaux de distribution d'eau et de gaz de ville et le secteur industriel tel que les industries chimiques, les centrales électriques, la pétrochimie et les industries pétrolières. En effet, les réseaux de tuyauterie comprennent généralement des pompes, des vannes et d'autres accessoires qui doivent être retirés périodiquement pour être entretenus. Comme mentionné plus haut, les brides boulonnées en PRF ont été développées en réponse aux problèmes de corrosion survenus dans les tuyaux et réservoirs métalliques et non métalliques (Yang, C., 2000). En outre, l'utilisation des brides en composites pour raccorder des tuyaux en composites permet d'éviter les décalages pendant l'expansion thermique des pièces de raccordement métalliques et des tuyaux composites (Tao et al. 2011).

Il existe de plus en plus de types de brides dans la catégorie des assemblages à brides boulonnées en PRF, les plus répandus sont les brides avec collet « Stub flanges » et les brides à face de joint plate « flat face flanges with full-face gaskets » (Estrada et Parsons, 1997).

Deux procédures générales de fabrication sont utilisées dans la production de brides en plastique renforcé de fibres moulées par contact. La première méthode est une construction en deux parties, dans laquelle la bride est posée directement sur un morceau de tuyau ou une enveloppe cylindrique de récipient sous pression. La seconde est une construction en une seule pièce dans laquelle les fibres de verre axiales continues, mouillées par de la résine, forment l'enveloppe ou un cylindre de plusieurs plis reliés à la bride. Il est nécessaire de mentionner que la bride intégrale en une seule pièce élimine tous les problèmes liés à l'adhérence de la construction en deux parties. Cette méthode a été utilisée avec succès dans l'industrie depuis près de deux décennies (Sun et al. 1995).

Les assemblages boulonnés en PRF présentent plus de difficultés de conception et de fonctionnement que les assemblages métalliques homologues. En effet, leurs propriétés des matériaux sont plus complexes et les exigences de la boulonnerie sont différentes. Bien que les trous de boulons dans les brides métalliques provoquent un léger problème de discontinuité des matériaux, le perçage des trous dans les brides composites en PRF peut être important, en particulier dans les articulations à plaies filamenteuses. Dans les brides composites qui sont réalisées avec la technique de fabrication en plis à la main, ce problème est résolu en incorporant des trous dans la bride pendant le processus de fabrication. Leur champ d'application varie, car ils sont utilisés dans la plupart des domaines industriels, notamment dans les industries pétrochimiques et nucléaires. Il convient de noter qu'en raison de leur comportement anisotrope, l'étude des brides composites est beaucoup plus complexe que celle des brides métalliques.

### **2.10.1 Codes de conception**

La première norme de bride en PRF du bureau national des normes de produit standard PS 15-69 (Resin Systems, Inc. 1969) a été établie le 15 novembre 1969. Cette norme présente les valeurs minimales de l'épaisseur de la bride ainsi que les spécifications du système de boulonnage des brides en PRF. Elle contient aussi toutes les informations sur les rondelles métalliques, les écrous et les têtes de boulon (voir Tableau 2.5). Ce standard ne couvre pas les résines autres que les polyesters, matériaux de renforcement autres que les fibres de verre, les

constructions stratifiées ou les méthodes de fabrication par enroulement filamentaire. Ce n'est que récemment que l'ASTM a ajouté les spécifications relatives aux techniques de fabrication, dont l'enroulement filamentaire et le moulage par contact des brides en PRF de fibre de verre. Les normes ASTM (D4024 et D5421) indiquent clairement que les spécifications sont basées sur les performances des brides et ne couvrent pas la conception. Les exigences de performance sont les suivantes : pression d'essai d'au moins 1,5 fois la pression de conception sans fuite pour l'étanchéité et pression d'essai d'au moins quatre fois la pression de conception sur une période de 60 secondes pour la résistance à la rupture. En outre, le matériau de la bride doit pouvoir résister à un couple de boulons deux fois supérieur à celui recommandé par le fabricant sans signes visibles de dommages pour les brides moulées par contact, et 1,5 fois pour toute autre construction de bride. Il n'y a pas de spécifications concernant les joints ou le boulonnage, mais le concepteur est renvoyé à la recommandation du fabricant de la bride (Estrada et Parsons, 1997).

Tableau 2-5 Standard des joints en PRF, PS15-69  
Tirée de Resin Systems, Inc. (1969)

Table 2. Reinforced-polyester round duct dimensions <sup>1</sup>								
I.D.	Wall thickness	Allowable vacuum <sup>2</sup>	Allowable pressure <sup>2</sup>	Flange diameter	Flange thickness	Bolt circle	Bolt hole dia.	No. of Bolt holes
inches	inches	inches of water	inches of water	(O.D.) inches	inches	inches	inches	
2	0.125	405	750	6-3/8	1/4	5	7/16	4
3	0.125	405	500	7-3/8	1/4	6	7/16	4
4	0.125	210	410	8-3/8	1/4	7	7/16	4
6	0.125	64	350	10-3.8	1/4	9	7/16	8
8	0.125	31	180	12-3.8	1/4	11	7/16	8
10	0.125	16	340	14-3/8	3/8	13	7/16	12
12	0.125	9	280	16-3/8	3/8	15	7/16	12
14	0.125	7	220	18-3/8	3/8	17	7/16	12
16	0.125	6	290	20-3/8	1/2	19	7/16	16
18	0.125	5	240	22-3/8	1/2	21	7/16	16
20	0.125	5	190	24-3/8	1/2	23	7/16	20
24	0.187	5	140	28-3/8	1/2	27	7/16	20
30	0.187	7	100	34-3/8	1/2	33	7/16	28
36	0.187	5	70	40-3/8	1/2	39	7/16	32
42	0.250	10	120	46-3/8	5/8	45	7/16	36
48	0.250	9	100	54-3/8	5/8	52	9/16	44
54	0.250	7	80	60-3/8	5/8	58	9/16	44
60	0.250	6	60	66-3/8	5/8	64	9/16	52

Les codes de conception de l'ASME se conforment à la « Section X ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels ». Cette section couvre les règles de conception des appareils sous pression et des systèmes de tuyauterie en PRF. Trois classes de conception différentes s'y trouvent :

La conception de classe I, qui permet de qualifier la conception par le test destructif d'un prototype.

La conception de classe II, qui qualifie la conception par des essais de réception par des méthodes non destructives et des règles de conception obligatoires.

La conception de classe III, qui est dédiée à la qualification de la conception d'une cuve par l'essai sous pression d'un prototype, d'autres essais spécifiques des prototypes, des règles de conception obligatoires et des essais d'acceptation par des méthodes non destructives.

Les conceptions de classe I, basées sur la qualification d'un prototype de récipient, exigent que la pression minimale de qualification du prototype soit au moins six fois la pression de conception. La pression maximale de conception est limitée à 150 psi (1 MPa) pour les récipients moulés en sac, coulés par centrifugation et moulés par contact ; à 1 500 psi (10 MPa) pour les récipients enroulés par filament ; et à 3 000 psi (20 MPa) pour les récipients enroulés par filament avec des ouvertures à bossage polaire (ASME, 2015). Les règles non obligatoires suggérées se retrouvent dans l'Appendix AA pour les conceptions de classe I.

Les règles de conception des brides de classe II sont basées sur les mêmes règles obligatoires que les brides métalliques. Le problème est que le calcul des brides en PRF se fait selon la procédure du code ASME Section X laquelle est similaire à celle des brides métalliques, connues sous le nom de la méthode de Taylor Forge considérant les matériaux PRF sont isotropes comme l'acier. La seule différence de conception réside dans les contraintes admissibles qui intègrent un facteur de sécurité plus élevé. Pour concevoir des brides en PRF à l'aide de ces méthodes, on utilise un contrôle de la contrainte supplémentaire, à savoir la contrainte radiale au niveau du cercle de boulonnage.

Les conceptions de classe II, fondées sur des règles de conception et des essais d'acceptation obligatoires, doivent être conformes à l'article RD-11 et à l'article RT-6 de la section X du code. La pression de conception maximale autorisée dans le cadre de cette procédure doit être celle spécifiée dans le document RD-1120.

Pour les conceptions de classe III, la pression minimale de qualification du prototype devant être de 2,25 fois la pression de conception pour les récipients en fibre de carbone, et de 3,5 fois la pression de conception pour les récipients en fibre de verre. Les conceptions hybrides utilisant plus d'un type de fibre sont couvertes par l'article 8-400.7 de la section X du code. La pression de conception maximale est limitée à 15 000 psi (103 MPa). La pression de conception minimale ne doit pas être inférieure à 3 000 psi (20,7 MPa).

Une attention particulière est portée sur l'article RD-6 de la section X où la conception d'embouts et d'autres connexions est discutée. Selon les standards de classe II, tous les embouts à bride doivent être du type plein face et être fabriqués par le procédé de moulage par contact. Les brides et les embouts doivent être de dimensions selon le tableau RD-620.1, et l'embout ainsi que la bride requièrent une fabrication en une seule opération de moulage par contact. Pour les pressions supérieures à 1 MPa (150 psi) et/ou les embouts supérieurs à 12 po. (DN 300), il faut se référer à la norme RD-1176 pour la conception de l'embout. (ASME Section X p.19)

### **2.10.2 Théories de lamination des coquilles et des plaques**

La théorie de lamination est la principale théorie utilisée pour les matériaux composites. La définition du matériau composite, dans cette théorie, est un système de matériaux aux propriétés améliorées qui est constitué d'une combinaison de matériaux distincts à l'échelle macro, liée entre eux par une interface distincte. Cette théorie est principalement utilisée pour analyser un système composite qui est fait de plusieurs plis, où chaque pli est constitué de fibres parallèles incorporées dans une matrice.

Selon la norme ASTM D5421 (ASTM International, 2000), les propriétés des matériaux composites sont simplifiées par l'hypothèse selon laquelle les propriétés de la fibre et de la matrice peuvent être combinées en une pli de matériau efficace transversalement isotrope.

Certaines des hypothèses de simplification des calculs énoncées dans cette théorie sont:

- Les plis d'un stratifié sont parfaitement collées entre elles.
- Chaque pli agit comme un système élastique linéaire homogène et isotrope transversalement.

## 2.11 Études antécédentes

L'analyse des brides en PRF est relativement complexe, les solutions sont toujours résolues dans des logiciels de simulation numérique. En raison du comportement anisotrope des brides boulonnées composites, il est courant d'émettre des hypothèses simplificatrices qui peuvent parfois affecter la précision des résultats obtenus à partir du modèle développé.

Blach et Hoa (A. E. Blach et S. V. Hoa, 1987), dans la première d'une série de publications sur le sujet des joints à bride pleine face en PRF, proposent d'utiliser les méthodes de conception des brides en acier pour la conception des brides en PRF. Ils affirment que les méthodes de conception peuvent être utilisées en toute sécurité avec les brides pleines en PRF, à condition de respecter certaines mesures de protection concernant le surboulonnage. Les deux méthodes suggérées sont la méthode Taylor Forge (Anonymous, 1979) et la méthode de Blach et al (A. E. Blach, et al 1986). Ils ont également tenté de corrélérer les données provenant des mesures de jauge de contrainte sur des brides en PRF pleine face avec les résultats d'une analyse tridimensionnelle orthotrope par éléments finis. Les auteurs affirment que les résultats de l'analyse par éléments finis et les deux méthodes de conception métallique semblent bien correspondre aux résultats expérimentaux. Ils abordent également certains problèmes inhérents aux brides en PRF telles que la flexion latérale « pull-back » (Blach et Hoa, 1988) due au durcissement inégal de la résine dans les brides posées à la main. Si la flexion latérale est causée par la charge des boulons, il y aura une surcharge à l'interface tuyau-bride. D'autres

détails sur les effets de cette flexion des brides en service et les remèdes pendant et après les fabrications ont été publiés ultérieurement par les mêmes auteurs.

Sun a proposé deux méthodes analytiques pour l'analyse des contraintes des brides en PRF pleine face, dans sa thèse (L. Sun, 1995). Les deux méthodes analytiques sont basées sur la théorie classique des stratifiés de la théorie de déformation par cisaillement de Reddy (Reddy, 1984) et suivent l'approche utilisée par Waters (E. O. Waters et al. 1937) dans la dérivation de la méthode de Taylor Forge, en tenant compte des propriétés du matériau PRF. L'approche consiste à analyser la bride comme étant deux composants distincts, soit le tuyau et la plaque. Ainsi, la solution est obtenue en appliquant les conditions de continuité et de limite appropriées. Il est à noter que la présence de la collerette n'est pas considérée dans le modèle suggéré pour simplifier l'analyse.

Sun et Blach ont comparé leur résultat analytique avec ceux d'un modèle par éléments finis (voir figures 2.7 et 2.8), utilisant des éléments solides stratifiés anisotropes 3-D, à l'aide du logiciel ANSYS. Ils ont observé un désaccord entre les deux approches. Cependant, ils ont conclu que les deux méthodes proposées ne sont pas fiables en raison de l'absence de vérification expérimentale suffisante.

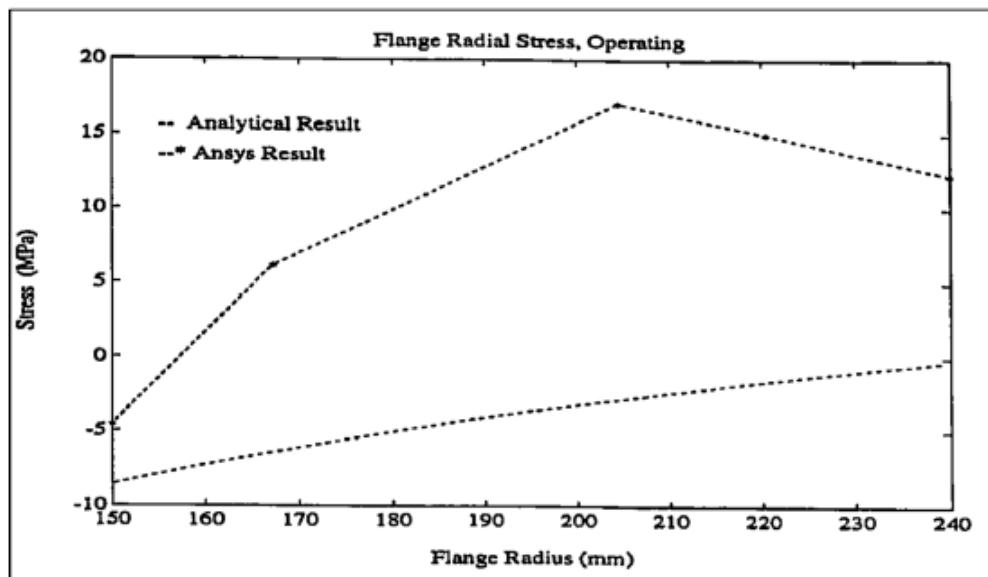


Figure 2.7 Distribution de la contrainte radiale en fonction de la position au rayon de la bride  
Tirée de Sun (1995)

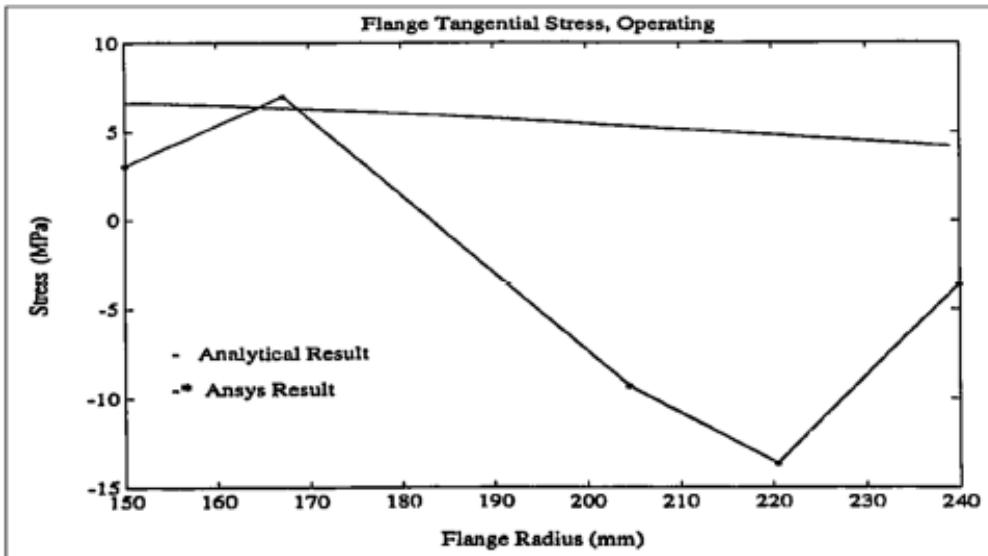


Figure 2.8 Distribution de la contrainte tangentielle en fonction de la position au rayon de la bride  
Tirée de (Sun 1995)

Estrada et al. (1997) étaient l'un des premiers à utiliser la méthode des éléments finis pour valider les modèles analytiques développés. L'analyse a été réalisée à l'aide d'éléments finis axisymétriques 2D et 3D avec un modèle de matériau orthotrope. Pour effectuer l'analyse, ils

ont utilisé le logiciel Abaqus, un progiciel de calculs d'éléments finis. Dans leurs analyses, ils ont montré que la modélisation axisymétrique peut être utilisée pour analyser des conceptions de brides critiques. Cependant, l'analyse est faite loin des régions de concentration des contraintes. Enfin, ils ont affirmé que les résultats de l'analyse par éléments finis concordaient fortement avec leurs résultats analytiques (voir les figures 2.10 et 2.11).

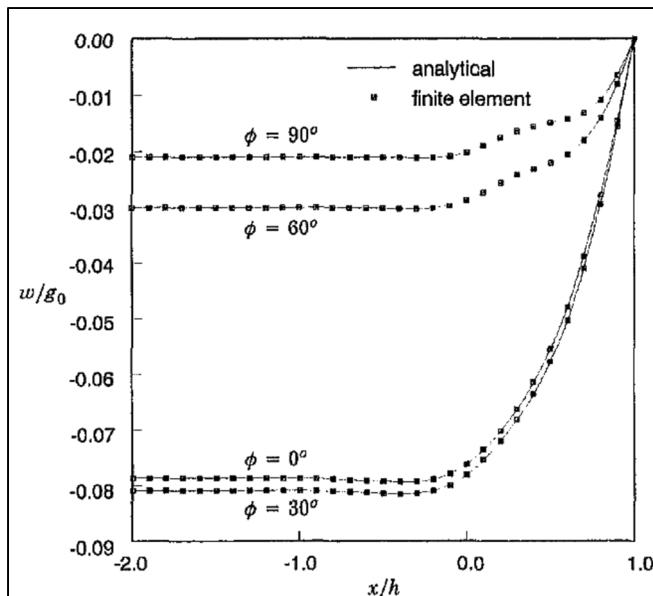


Figure 2.9 Distribution de la contrainte radiale pour les résultats analytique et par MEF  
Tirée de Estrada et al. (1997)

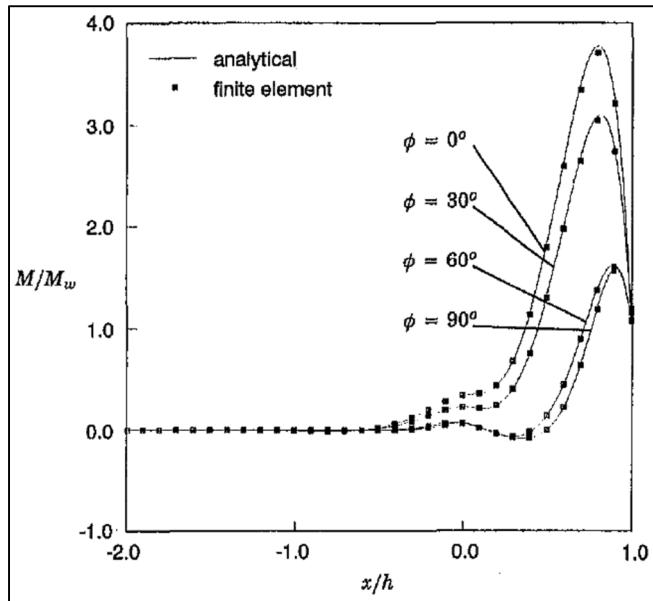


Figure 2.10 Distribution de la contrainte tangentielle pour les résultats analytique et par MEF  
Tirée de Estrada et al. (1997)

En 2019, Ali Khazraiyanvafadar a réalisé une étude sur la modélisation par éléments finis d'une bride en composite. Trois modèles de brides différents ont été modélisés sur le logiciel ANSYS. Les trois types de modélisation ont été réalisés en tenant compte de trois hypothèses différentes ; la première en considérant l'isotropie, la deuxième en considérant l'anisotropie et la dernière en utilisant le module ACP du logiciel ANSYS dédié à la modélisation des matériaux en composite (voir figure 2.11). L'un des trois modèles de brides étudiés est la bride en composite NPS 3 classe 150 laquelle a aussi fait l'objet d'une analyse expérimentale.

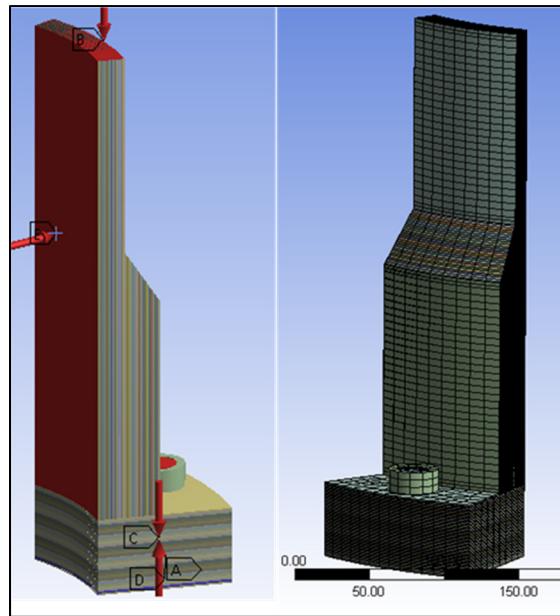


Figure 2.11 Vue axisymétrique du MEF de la bride sur ANSYS  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

Sun et Blach (1995) ont mené une étude expérimentale sur les joints à brides boulonnés en PRF avec joint intégral (voir figure 2.12). Ils ont étudié l'effet de l'épaisseur de l'anneau de la bride sur le comportement mécanique du stratifié en PRF. Avec des épaisseurs différentes de l'anneau de la bride, le stratifié en PRF était fabriqué en fibre de verre et de roving tissé et imprégné dans une même résine. La matrice polymère est un ester vinylique. Deux types de joints d'étanchéité de type face pleine de 3 mm d'épaisseur ont été utilisés. L'un est à base d'amiante et l'autre en caoutchouc synthétique. Plusieurs essais dans les conditions de boulonnage et de fonctionnement sur un joint de bride en PRF ont été effectués.

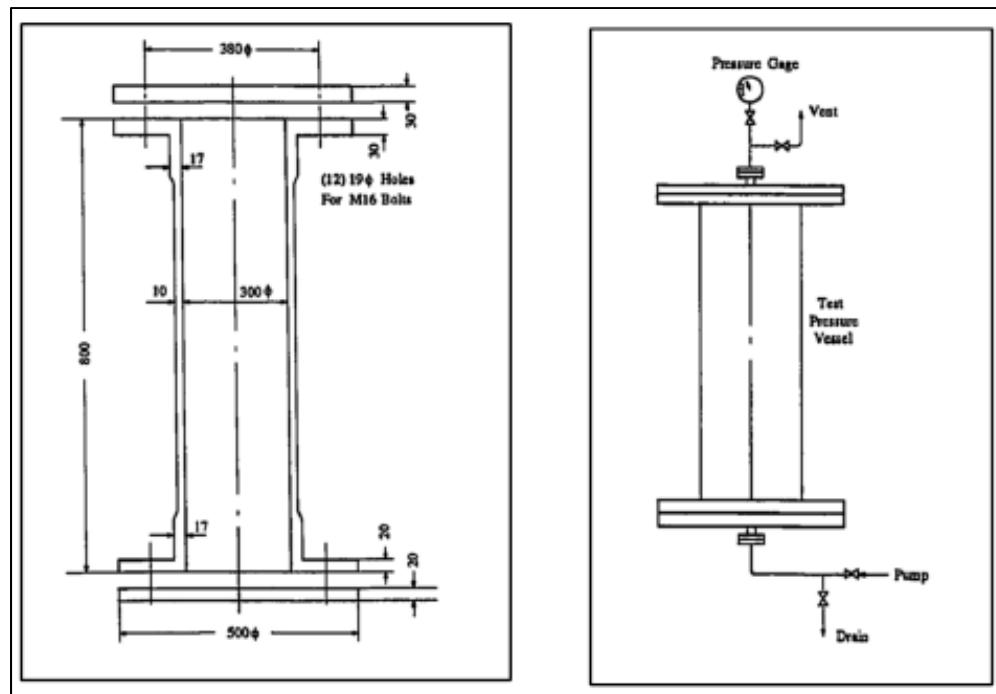


Figure 2.12 Dimensions du récipient d'essai (gauche) et mise en place des tests (droite)  
Tirée de Sun (1995)

Une autre étude expérimentale récente sur les brides en PRF a été dirigée par Khazraiyanvafadar et al. (2019) sur une bride en FRP NPS 3 classe 150. Une sollicitation de l'assemblage à brides boulonnées identiques à celui de la modélisation numérique a été imposée. Trois rosettes installées sur la collerette ont pu mesurer les différentes déformations axiale et circonférentielle de la bride (voir figures 2.13). Les boulons ont été serrés selon les recommandations du manufacturier de joint et une pression de 150 psi a été appliquée.

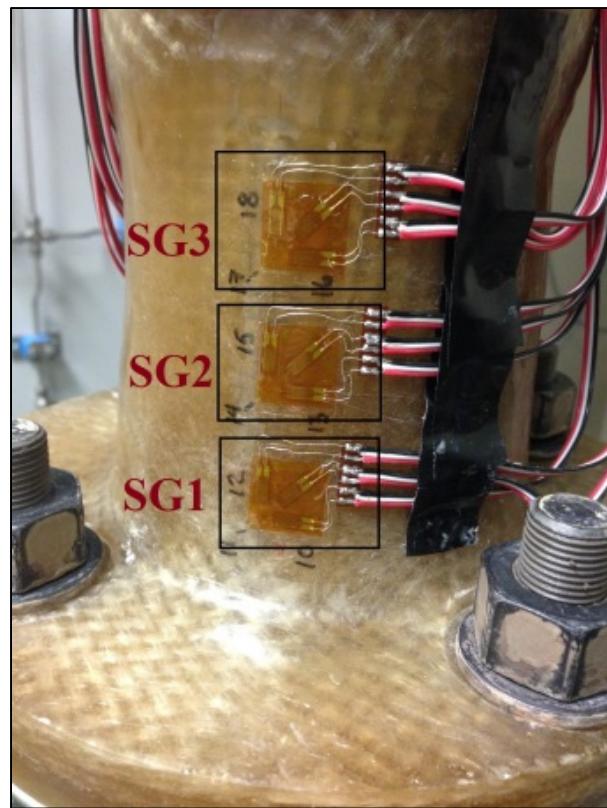


Figure 2.13 Emplacement des rosettes sur la bride en composite  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

Les contraintes longitudinales et circonférentielles ont été mesurées pour les différents cas d'opération à savoir le serrage initial et la pressurisation. Tel qu'illustré dans les figures 2.14 et 2.15 les contraintes sur les surfaces extérieures de la bride obtenues par les différents modèles sont relativement proches à ceux obtenus expérimentalement pendant les phases de serrage et mise sous pression. Le module ACP donne aussi des résultats qui concordent avec ceux des modèles analytiques et expérimentaux.

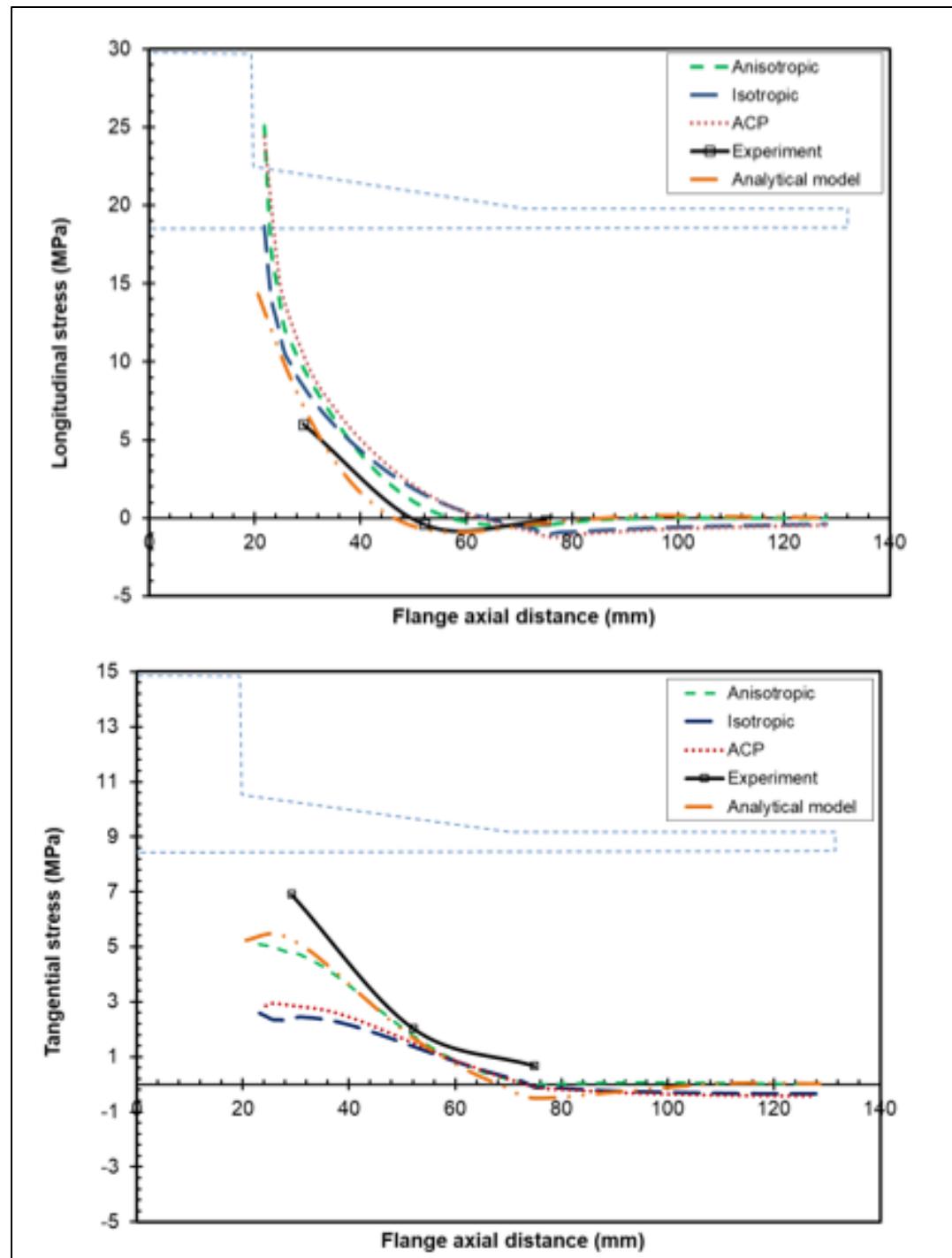


Figure 2.14 Contraintes longitudinale et tangentielle à la surface extérieure de la bride lors du serrage initial  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

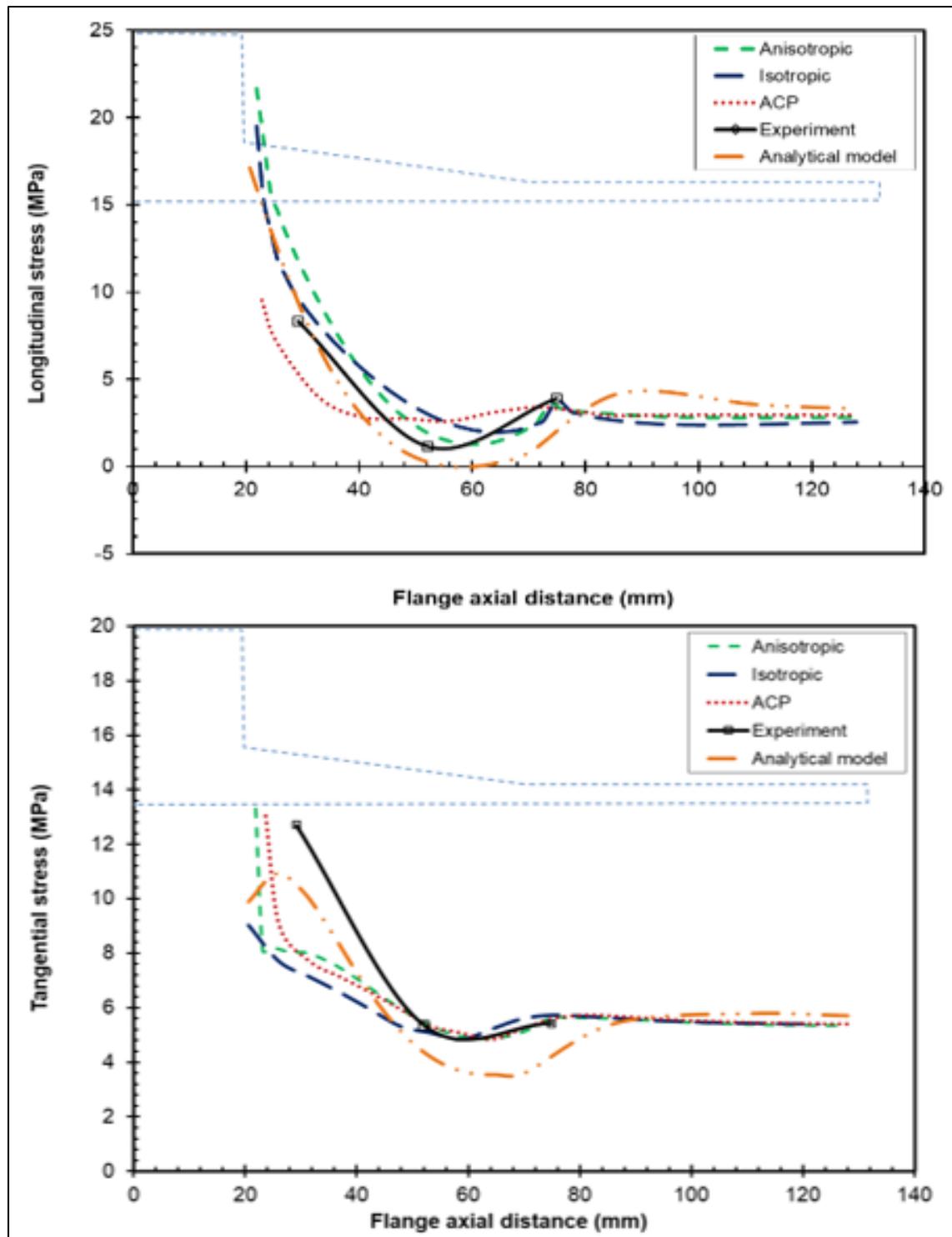


Figure 2.15 Contraintes longitudinale et tangentielle à la surface extérieure de la bride durant la phase de pressurisation  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

## 2.12 Conclusion et objectifs de recherche

L'état actuel montre que la quantité de recherches et d'articles sur les assemblages à brides boulonnées en PRF basés sur le comportement anisotrope des brides composites est rare. En particulier, le nombre d'études sur les assemblages à brides boulonnées en PRF est limité au niveau analytique, numérique et expérimental. En outre, les calculs de conception des assemblages à brides boulonnées en composite ne sont pas suffisamment couverts par la littérature. Comme mentionné précédemment, les méthodes de conception et d'analyses des contraintes des brides en PRF dans la section X du code ASME BPV sont celles utilisées pour les brides métalliques de la section VIII dont le comportement est parfaitement isotopique. Dans leur forme actuelle, cette procédure de calcul de conception basée sur la méthode de Taylor Forge n'est pas adéquate. Certains ajustements sont nécessaires pour tenir compte de l'anisotropie, de la flexibilité, des limites de rotation, des contraintes dues à la flexion latérale des brides en PRF pour en citer quelques-uns.

Alors que la plupart des études se concentrent sur des brides et des classes NPS spécifiques, cette étude examinera les différents paramètres de toutes les classes et tailles de brides de la section X du code ASME en utilisant un modèle basé sur la théorie classique des stratifiés. Les paramètres de bride proposés dans cette section peuvent être plus ou moins optimaux selon le cas. Une étude détaillée sera menée sur des brides de l'ASME Section X Table RD-620.1 comprenant des NPS de 1 à 48 et des classes 25, 50, 75, 100, 125 et 150. L'analyse des contraintes identifiera les dimensions et classes des brides critiques fabriquées à partir de stratifiés en plastique renforcé de fibre de verre (FRP). L'objectif principal de ce travail de recherche est :

- Utiliser de la théorie classique des stratifiés pour modéliser les différentes sections de la bride à savoir l'anneau, la collerette et le cylindre en composite en considérant l'interaction élastique entre ces sections et les boulons et le joint.
- Utiliser le modèle proposé dans thèse de A. Khazraiyanvafadar (2019), porter les améliorations dans le calcul des efforts internes, des déformations et des contraintes de la plaque, du cylindre et de la collerette, et utiliser un critère de défaillance adopté aux composites pour vérifier l'intégrité de chaque élément de l'assemblage à brides boulonnée.
- Identifier des brides critiques selon la taille nominale du tuyau et la classe de la pression, en mettant l'emphasis sur les contraintes et leurs emplacements sur la bride, les rotations de la bride, la contrainte dans les boulons et sur le joint.
- Utiliser le critère de Tsai-Hill ou autres pour analyser la défaillance des brides fabriquées avec des résines d'ester vinylique renforcées de verre du type E avec un mélange de 24 oz. Tissé de direction 0/90° et un mat à fils coupés d'orientation aléatoire avec une composition volumique en fibres de 35% et 20% respectivement.

## CHAPITRE 3

### MODÉLISATION ANALYTIQUE DE L'ASSEMBLAGE À BRIDES BOULONNÉES EN PRF

#### 3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré au développement d'un modèle analytique des assemblages à brides boulonnées en PRF dérivé de la théorie de la stratification des matériaux composites, tout en tenant compte du comportement anisotrope des brides et de l'interaction élastique entre les différents éléments de l'assemblage. Ce dernier est composé de la bride des boulons et du joint d'étanchéité étalé sur toute la surface de la bride. La bride en matériau composite est subdivisée en trois parties principales, à savoir : l'anneau ou plaque circulaire trouée, la collerette et le cylindre. Le modèle analytique traite la tenue mécanique et le niveau d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées en PRF. Il est basé sur l'analyse de l'anisotropie et de la flexibilité de tous les éléments de l'assemblage à brides boulonnées, y compris le joint, les boulons et les brides. Les procédures pour chaque partie de la bride seront décrites en détail.

L'objectif de cette modélisation est de développer les différentes équations d'équilibre et de compatibilité en se basant sur la théorie classique des stratifiés pour déduire, entre autres les contraintes et déformations des différentes sections de la bride.

Le modèle proposé est basé sur celui élaboré dans thèse de A. Khazraiyanvafadar (2019). Les améliorations seront portées sur les calculs des efforts internes, des déformations et des contraintes de la plaque, du cylindre et de la collerette. Enfin, le critère de défaillance de Tsai-Hill sera adopté pour vérifier l'intégrité de chaque élément de l'assemblage à brides boulonnées en composite.

### 3.2 Hypothèses et simplifications

Plusieurs hypothèses et simplifications sont formulées :

- La bride est considérée comme une composition de 3 sections différentes appelées anneau, collerette et cylindre.
- La modélisation des stratifiés de la coque, de la collerette et de l'anneau peut ne pas reproduire le stratifié fabriqué exactement tel que produit par le fabricant puisque cette information n'est pas disponible pour chaque bride. Pour préserver les symétries et l'équilibre des stratifiés, les plis empilés dans les différentes sections des brides varient et leurs interconnexions sont interrompues aux jonctions. Les disparités ont été complètement ignorées.
- Dans une bride en composite typique, les plis de PRF résistant à la corrosion sont ajoutées aux deux surfaces du stratifié. Ces plis ne sont pas incluses dans la modélisation. Seules les plis structuraux sont prises en compte.
- Pour évaluer les conditions de chargement mécanique du matériau composite, la théorie classique des stratifiés pour les plaques minces et les coquilles est utilisée.
- Le congé à haut rayon à la jonction du moyeu et de la bague n'a pas été pris en compte pour simplifier le modèle.

- En raison de la complexité, les orientations optimales des plis n'ont pas été pris en considération.

### 3.3 Modèle analytique

Le modèle analytique de l'assemblage à brides boulonnées est décomposé de trois composants distincts : les deux brides symétriques pleine face, le joint et les boulons. La bride elle-même est également divisée en trois sections, la plaque ou l'anneau, la collerette cylindrique et la coque cylindrique. Les brides sont soumises à deux types de chargement identifiés comme des phases. La première est la phase initiale, également appelée serrage initial, au cours de laquelle un couple est appliqué à tous les boulons, ce qui entraîne la compression ou l'assise du joint. La deuxième phase, ou phase finale, qui suit le serrage initial, est la pressurisation où une pression spécifique à la classe considérée est appliquée à l'intérieur de la bride; ce qui génère un effort latéral « *barreling effect* » et un effort hydrostatique axial « *hydrostatique en trust* ».

Le boulon et le joint sont modélisés par des ressorts linéaires avec une rigidité dans la direction axiale. La force de réaction du joint à face pleine est censée agir à une position, qui est la différence moyenne de la distribution uniforme triangulaire (Bouzid et Galai 2011). Les trois sections de la bride avec leurs diagrammes des corps libres pendant les deux phases sont illustrées à la figure 3.1. L'état de serrage initial est illustré en (a), et la phase de pressurisation est illustrée en (b). La jonction entre l'anneau et le moyeu est identifiée comme étant 1, et la seconde jonction entre le moyeu et la coque est identifiée comme étant 2.

Selon les normes ASME, le modèle analytique du joint boulonné doit se diviser de deux phases liées aux conditions de fonctionnement :

1. Le serrage initial ou encore la phase i. C'est dans cette phase où le serrage des boulons de la bride est effectué. Une pression de contact est alors exercée et considérée de façon uniforme sur le joint.

2. La phase de pressurisation finale ou encore la phase f. Dans cette condition, une pression interne est appliquée à la bride. Cette pression engendre une force hydrostatique laquelle est représentée par une force axiale par unité de circonférence  $N_x$  agissant sur les surfaces plates à l'extrémité de la coque cylindrique.

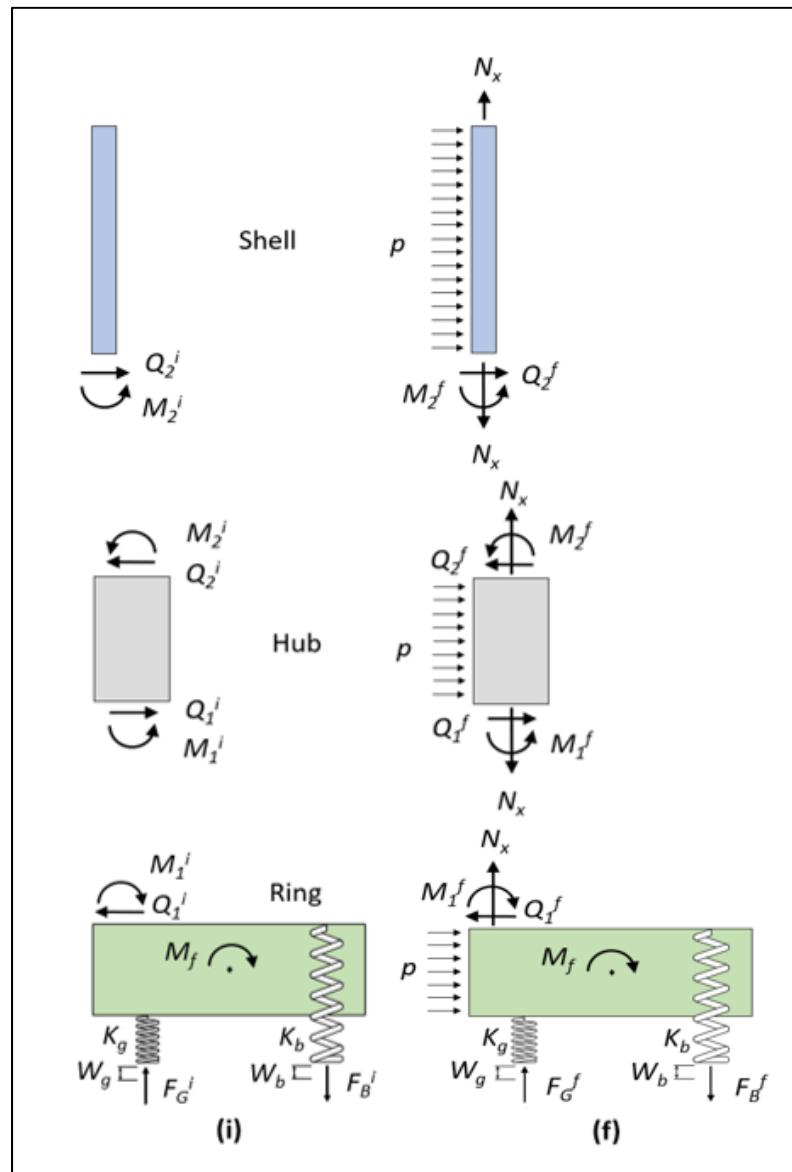


Figure 3.1 Modèle analytique d'une bride en PRF avec la coque, la collerette et l'anneau : (i) serrage initial et (f) pressurisation finale

### 3.3.1 Modélisation analytique du cylindre

La théorie utilisée pour la section de la coque est la théorie des poutres sur fondation élastique pour les longs cylindres anisotropes, où le cylindre est considéré comme semi-infini avec et sans la pression interne et les forces et moments résultants appliqués à sa jonction dans les phases de serrage et de pressurisation.

On dénote sur la figure 3.1 la jonction entre l'anneau et la collerette la jonction 1 et la jonction entre le cylindre et la collerette la jonction 2.

Voici les réactions qui surviennent lors du serrage des boulons, phase i dans le cylindre :

- Effort tranchant à la jonction entre la coque et le moyeu ( $Q_2^i$ )
- Moment de flexion à la jonction entre la coque et le moyeu ( $M_2^i$ )

Ensuite, les réactions lors de la pressurisation de la bride, phase f dans le cylindre, sont les suivantes :

- Effort tranchant à la jonction entre la coque et le moyeu ( $Q_2^f$ )
- Moment de flexion à la jonction entre la coque et le moyeu ( $M_2^f$ )
- Pression à l'intérieur de la coque ( $p$ ) et charge terminale hydrostatique  $N_x$  ou force axiale par unité de circonférence appliquée à la coque.

En suivant la théorie classique des coques stratifiées avec couplage et avec l'hypothèse de base d'état plan de contraintes et de petites déformations, les relations entre les forces résultantes et les déformations sont les suivantes :

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & | & B \\ - & | & - \\ B & | & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} = [E] \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

À cause de la symétrie, aucune variable ne dépend de l'angle  $\theta$ . Par conséquent, toutes les dérivées partielles par rapport à  $\theta$  dans les équations d'équilibre sont nulles. Les équations d'équilibre des forces et des moments de l'élément infinitésimal de la figure 3.2 sont données par :

$$N_x = cte \quad (3.2)$$

$$\frac{dN_{x\theta}}{dx} + \frac{1}{r} \frac{dM_{x\theta}}{dx} = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{d^2M_x}{dx^2} - \frac{N_\theta}{r} = -p \quad (3.4)$$

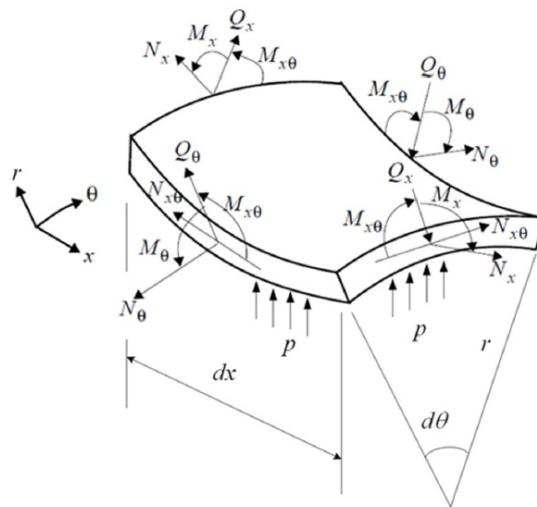


Figure 3.2 Model de la coquille

Le système d'équations résultant est obtenu dans la coque :

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_\theta \\ N_{x\theta} \\ M_x \\ M_\theta \\ M_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^s & A_{12}^s & A_{16}^s & B_{11}^s & B_{12}^s & B_{16}^s \\ A_{12}^s & A_{22}^s & A_{26}^s & B_{12}^s & B_{22}^s & B_{26}^s \\ A_{16}^s & A_{26}^s & A_{66}^s & B_{16}^s & B_{26}^s & B_{66}^s \\ B_{11}^s & B_{12}^s & B_{16}^s & D_{11}^s & D_{12}^s & D_{16}^s \\ B_{12}^s & B_{22}^s & B_{26}^s & D_{12}^s & D_{22}^s & D_{26}^s \\ B_{16}^s & B_{26}^s & B_{66}^s & D_{16}^s & D_{26}^s & D_{66}^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_\theta^0 \\ \gamma_{x\theta}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_\theta \\ \kappa_{x\theta} \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Où  $A_{ij}$ ,  $B_{ij}$  et  $D_{ij}$  sont les coefficients de rigidité et peuvent être définis comme suit :

$$A_{ij}^s = \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (z_k - z_{k-1}) \quad (3.6)$$

$$B_{ij}^s = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \quad (3.7)$$

$$D_{ij}^s = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \quad (3.8)$$

Dans le cadre de cette étude, compte tenu de la symétrie et de l'équilibre du stratifié, la matrice de couplage membrane-flexion-torsion  $[B] = 0$  et  $A_{16} = A_{26} = 0$ .

Les relations déformations et déplacements pour un corps axisymétrique sont données par

$$\varepsilon_x = \frac{dw^0}{dx} \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u^0}{r} \quad (3.10)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{dv^0}{dr} \quad (3.11)$$

$$\kappa_x = -\frac{d^2 u^0}{dr^2} \quad (3.12)$$

$$\kappa_\theta = \kappa_{x\theta} = 0 \quad (3.13)$$

En substituant les déformations (3.9) à (3.13) dans le système d'équations (3.5) et en utilisant les équations d'équilibre, les forces et moments résultants sont donnés par :

$$N_x = cte = A_{11}^s \frac{dw^0}{dx} - A_{12}^s \frac{u}{r} \quad (3.14)$$

$$N_\theta = A_{12}^s \frac{dw^0}{dx} + A_{22}^s \frac{u}{r} \quad (3.15)$$

$$M_x = -D_{12}^s \frac{d^2 u^0}{dx^2} \quad (3.16)$$

$$M_\theta = -D_{12}^s \frac{d^2 u^0}{dx^2} = -\frac{D_{12}^s}{D_{11}^s} M_x \quad (3.17)$$

$$M_{x\theta} = -\frac{D_{16}^s}{D_{11}^s} M_x \quad (3.18)$$

En combinant les équations (3.14) et (3.15), il est possible d'exprimer  $N_\theta$  comme suit :

$$N_\theta = -\frac{u}{r} \left( A_{22}^s - \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} \right) + \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} N_x \quad (3.19)$$

L'équation différentielle qui régit le déplacement radial  $u$  s'obtient en reportant les équations (3.16) et (3.19) dans l'équation (3.4) :

$$D_{11}^s \frac{d^4 u}{dx^4} + \frac{u}{r^2} \left( A_{22}^s - \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} \right) + \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} \frac{N_x}{r} = -p \quad (3.20)$$

La solution générale du déplacement radial devient :

$$u = C_1 e^{\beta_s x} \cos(\beta_s x) + C_2 e^{\beta_s x} \sin(\beta_s x) + C_3 e^{-\beta_s x} \cos(\beta_s x) + C_4 e^{-\beta_s x} \sin(\beta_s x) \quad (3.21)$$

Où  $C_1, C_2, C_3, C_4$  sont des constantes arbitraires et sont déterminés à partir des conditions aux limites, avec

$$\beta^4 = \left( A_{22}^s - \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} \right) \frac{1}{4D_{11}^s r^2} \quad (3.22)$$

Dans le cas du cylindre, puisqu'il est considéré comme un cylindre infiniment long, à  $x = \infty$  le déplacement radial est nul.

Alors,  $C_1 = C_2 = 0$  et l'équation du déplacement radial devient :

$$u = C_3 e^{-\beta_s x} \cos(\beta_s x) + C_4 e^{-\beta_s x} \sin(\beta_s x) \quad (3.23)$$

Les constantes  $C_3$  et  $C_4$  sont déterminées à partir des conditions aux limites à  $x = 0$ , c'est-à-dire à la jonction 2 en utilisant les équations (3.14) et (3.16) ou les paramètres  $N_x$  et  $M_\theta$  sont égales à  $M_2^n$  et  $Q_2^n$  dépendamment des conditions initiales et finales.

Les équations de déplacement, rotation, moment et effort tranchant deviennent les suivantes :

$$u_s^n(x) = \frac{Q_2^n}{2\beta_s^3 D_{s,11}} f_1(\beta_s x) + \frac{M_2^n}{2\beta_s^2 D_{s,11}} f_2(\beta_s x) + \frac{A_{11}^s - \frac{1}{2} A_{12}^s}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \quad (3.24)$$

$$\varphi_s^n(x) = \beta_s \left[ -\frac{Q_2^n}{2\beta_s^3 D_{s,11}} f_3(\beta_s x) - \frac{M_2^n}{\beta_s^2 D_{h,11}} f_1(\beta_s x) \right] \quad (3.25)$$

$$M_s^n(x) = 2\beta_s^2 D_{s,11} \left[ \frac{Q_2^n}{2\beta_s^3 D_{s,11}} f_4(\beta_s x) + \frac{M_2^n}{2\beta_s^2 D_{s,11}} f_3(\beta_s x) \right] \quad (3.26)$$

$$Q_s^n(x) = 2\beta_s^3 D_{s,11} \left[ \frac{Q_2^n}{2\beta_s^3 D_{s,11}} f_2(\beta_s x) - \frac{M_2^n}{\beta_s^2 D_{s,11}} f_4(\beta_s x) \right] \quad (3.27)$$

Les fonctions  $f$  sont données par (ASME Section VIII div 1, appendix 4, 2015) :

$$\begin{aligned}
f_1(\beta_s x) &= e^{-\beta_s x}[\cos(\beta_s x)] \\
f_2(\beta_s x) &= e^{-\beta_s x}[\cos(\beta_s x) - \sin(\beta_s x)] \\
f_3(\beta_s x) &= e^{-\beta_s x}[\cos(\beta_s x) + \sin(\beta_s x)] \\
f_4(\beta_s x) &= e^{-\beta_s x}[\sin(\beta_s x)]
\end{aligned} \tag{3.28}$$

Les forces membranes sont données pour les phases de serrage initial et de pressurisation par

$$N_{s,l}^i(x) = 0 \quad \text{and} \quad N_{s,l}^f(x) = \frac{p_0 r_s}{2} \tag{3.29}$$

$$N_{s,t}^n(x) = \left[ \frac{u_s^n(x)}{r_s} + \frac{\left( A_{s,11} - \frac{A_{s,12}}{2} \right) p_0}{4\beta_s^4 A_{s,11} D_{s,11} r_s} \right] \left( A_{s,22} - \frac{A_{s,12}^2}{A_{s,11}} \right) + \frac{A_{s,12}}{A_{s,11}} N_{s,l}^n(x) \tag{3.30}$$

### 3.3.2 Modélisation analytique de la collerette

La théorie utilisée pour le cylindre est la théorie des poutres sur une fondation élastique pour les cylindres courts anisotropes. Les charges durant les différentes phases sont décrites ci-dessous.

Réactions dans la collerette lors du serrage des boulons :

- Effort tranchant à la jonction 2 entre la collerette et la coque ( $Q_2^i$ )
- Moment de flexion à la jonction 2 entre la collerette et la coque ( $M_2^i$ )
- Effort tranchant à la jonction 1 entre la collerette et l'anneau ( $Q_1^i$ )
- Moment de flexion à la jonction 1 entre la collerette et l'anneau ( $M_1^i$ )

Réactions dans la collerette lors de la pressurisation de la bride :

- Force de cisaillement à la jonction 2 entre le moyeu et la coque ( $Q_2^f$ )
- Moment de flexion à la jonction 2 entre le moyeu et la coque ( $M_2^f$ )

- Force de cisaillement à la jonction 1 entre le moyeu et l'anneau ( $Q^f$ )
- Moment de flexion à la jonction 1 entre le moyeu et la bague ( $M^f$ )
- Pression à l'intérieur du moyeu  $p$  et charge terminale hydrostatique  $N_x$  ou pression équivalente appliquée au moyeu.

Comme pour l'analyse des coques, en raison de la symétrie axiale du moyeu, aucune des variables ne dépend de l'angle  $\theta$  et, par conséquent, toutes les dérivées partielles par rapport à  $\theta$  sont égales à zéro.

En suivant la même démarche que pour les cylindres longs, la solution générale du déplacement radial est donnée par :

$$u = C_1 e^{\beta_h x} \cos(\beta_h x) + C_2 e^{\beta_h x} \sin(\beta_h x) + C_3 e^{-\beta_h x} \cos(\beta_h x) + C_4 e^{-\beta_h x} \sin(\beta_h x) \quad (3.31)$$

Où cette fois-ci aucune des constantes  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  et  $C_4$  n'est nulle. Elles sont déterminées à partir des conditions aux limites, c'est-à-dire aux jonctions 1 et 2 en utilisant les équations (3.14) et (3.16) ou les paramètres  $N_x$  et  $M_\theta$  sont égales à  $M_1^n$  et  $Q_1^n$  et à  $M_2^n$  et  $Q_2^n$  respectivement dépendamment des conditions initiales et finales, avec

$$\beta^4 = \left( A_{22}^h - \frac{A_{12}^h}{A_{11}^h} \right) \frac{1}{4D_{11}^h r^2} \quad (3.32)$$

Les équations de déplacement, rotation, moment et effort tranchant deviennent les suivantes :

$$u_h^n(x) = \frac{Q_1^n}{2\beta_h^3 D_{h,11}} F_{11}(\beta_h x) + \frac{M_1^n}{2\beta_h^2 D_{h,11}} F_{12}(\beta_h x) + \frac{\theta_1^n}{\beta_h} F_{13}(\beta_h x) + u_1^n F_{14}(\beta_h x) \quad (3.33)$$

$$\varphi_h^n(x) = \beta_h \left[ \frac{Q_1^n}{2\beta_h^3 D_{h,11}} F_{12}(\beta_h x) + \frac{M_1^n}{\beta_h^2 D_{h,11}} F_{13}(\beta_h x) + \frac{\theta_1^n}{\beta_h} F_{14}(\beta_h x) - 2u_1^n F_{11}(\beta_h x) \right] \quad (3.34)$$

$$M_h^n(x) = 2\beta_h^2 D_{h,11} \left[ \frac{Q_1^n}{2\beta_h^3 D_{h,11}} F_{13}(\beta_h x) + \frac{M_1^n}{2\beta_h^2 D_{h,11}} F_{14}(\beta_h x) - \frac{\theta_1^n}{\beta_h} F_{11}(\beta_h x) - u_1^n F_{12}(\beta_h x) \right] \quad (3.35)$$

$$Q_h^n(x) = 2\beta_h^3 D_{h,11} \left[ \frac{Q_1^n}{2\beta_h^3 D_{h,11}} F_{14}(\beta_h x) - \frac{M_1^n}{\beta_h^2 D_{h,11}} F_{11}(\beta_h x) - \frac{\theta_1^n}{\beta_h} F_{12}(\beta_h x) - 2u_1^n F_{13}(\beta_h x) \right] \quad (3.36)$$

Les fonctions  $F$  sont données par [ref. ASME Section VIII div 1, appendice 4] :

$$\begin{aligned} F_{11}(\beta_h x) &= \frac{1}{2} [\cosh(\beta_h x) \sin(\beta_h x) - \sinh(\beta_h x) \cos(\beta_h x)] \\ F_{12}(\beta_h x) &= \sin(\beta_h x) \sinh(\beta_h x) \\ F_{13}(\beta_h x) &= \frac{1}{2} [\cosh(\beta_h x) \sin(\beta_h x) + \sinh(\beta_h x) \cos(\beta_h x)] \\ F_{14}(\beta_h x) &= \cosh(\beta_h x) \cos(\beta_h x) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Les forces membranes sont données par

$$N_{h,l}^i(x) = 0 \quad \text{and} \quad N_{h,l}^f(x) = \frac{p_0 r_h}{2} \quad (3.38)$$

$$N_{h,t}^n(x) = \left[ \frac{u_h^n(x)}{r_h} + \frac{\left( A_{h,11} - \frac{A_{h,12}}{2} \right) p_0}{4\beta_h^4 A_{h,11} D_{h,11} r_h} \right] \left( A_{h,12} - \frac{A_{h,22}^2}{A_{h,11}} \right) + \frac{A_{h,12}}{A_{h,11}} N_{h,l}^n(x) \quad (3.39)$$

### 3.3.3 Modélisation analytique de l'anneau

Deux théories différentes sont utilisées pour modéliser la section annulaire. La première théorie est celle des plaques minces de Kirchhoff-Love pour les plaques stratifiées, utilisée pour calculer le déplacement transversal et la rotation. La seconde théorie est basée sur l'équilibre

radial d'une plaque stratifiée soumise à une charge dans le plan, utilisée pour calculer le déplacement radial à la jonction avec le moyeu.

Les efforts et réactions sur l'anneau de la bride lors du serrage des boulons sont :

- Force totale des boulons appliquée au rayon de boulonnage ( $F_b^i$ )
- Force du joint due à la compression appliquée au rayon défini par une distribution triangulaire des contraintes de contact ( $F_g^i$ )
- Effort tranchant à la jonction 1 entre l'anneau et la collerette ( $Q_l^i$ )
- Moment de flexion à la jonction 1 entre l'anneau et la collerette ( $M_l^i$ )

Les efforts et réactions dans l'anneau lors de la pressurisation de la bride sont :

- Force totale des boulons appliquée au rayon de boulonnage ( $F_b^f$ )
- Force du joint due à la compression appliquée au rayon défini par une distribution triangulaire des contraintes de contact ( $F_g^f$ )
- Effort tranchant à la jonction 1 entre l'anneau et la collerette ( $Q_l^f$ )
- Moment de flexion à la jonction entre l'anneau et la collerette ( $M_l^f$ )
- Pression latérale à l'intérieur de l'anneau ( $p$ )

Les déplacements de l'anneau dans différentes directions ( $r$ ,  $\theta$ , et  $x$ ) selon la théorie classique de la plaque de flexion axisymétrique sont donnés comme suit :

$$u^f(r, x) = u_o^f(r) + x\varphi(r) \quad (3.40)$$

$$v^f(r, x) = 0 \quad (3.41)$$

$$w^f(r, x) = w_o^f(r) \quad (3.42)$$

$u_o$  et  $w_o$  réfèrent au déplacement dans le plan médian de l'anneau.

Dans un système de coordonnées cylindriques, on utilise la relation contrainte-déformation pour obtenir les équations de déformations suivantes :

$$\varepsilon_r = \frac{du_o^f}{dr} + x \frac{d\varphi}{dr} \quad (3.43)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u_o^f}{r} + x \frac{\varphi}{r} \quad (3.44)$$

$$\varepsilon_{rx} = \frac{1}{2} (\varphi + \frac{dw_o^f}{dr}) \quad (3.45)$$

$$\varepsilon_x = \varepsilon_{x\theta} = \varepsilon_{r\theta} = 0 \quad (3.46)$$

Le principe de l'énergie potentielle totale minimale est utilisé pour dériver les équations d'équilibre de la théorie classique des plaques stratifiées. Dans le cas d'une plaque circulaire, l'énergie de déformation à l'intérieur de la plaque est donnée par l'équation suivante :

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (\sigma_r \varepsilon_r + \sigma_\theta \varepsilon_\theta + \sigma_x \varepsilon_x + 2\sigma_{rx} \varepsilon_{rx} + 2\sigma_{x\theta} \varepsilon_{x\theta}) dx dr d\theta \quad (3.47)$$

En intégrant en fonction de  $\theta$  et en simplifiant l'équation en retirant les termes nuls, on obtient :

$$U = \pi \int_{r_o}^{r_o} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (\sigma_r \varepsilon_r + \sigma_\theta \varepsilon_\theta + 2\sigma_{rx} \varepsilon_{rx}) dx dr \quad (3.48)$$

En remplaçant les termes des équations (3.43) à (3.45) dans l'équation (3.48), on obtient :

$$U = \pi \int_{r_o}^{r_o} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (\sigma_r \frac{du_o^f}{dr} + x \frac{d\varphi}{dr} + \sigma_\theta \frac{u_o^f}{r} + x \frac{\varphi}{r} + \sigma_{rx} (\varphi + \frac{dw_o^f}{dr})) dx dr \quad (3.49)$$

Les forces dans le plan sont obtenues selon les équations suivantes :

$$N_r = \pi \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sigma_r dx \quad (3.50)$$

$$N_\theta = \pi \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sigma_\theta dx \quad (3.51)$$

Les moments de flexion sont obtenus selon les équations suivantes :

$$M_r = \pi \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sigma_r x dx \quad (3.52)$$

$$M_\theta = \pi \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sigma_\theta x dx \quad (3.53)$$

Les forces de cisaillement sont obtenues selon l'équation suivante :

$$Q_{rx} = \pi \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \sigma_{rx} dx \quad (3.54)$$

En intégrant et en remplaçant les contraintes de l'équation (3.49) en fonction de  $x$  l'énergie de déformation en termes de charges est obtenue :

$$U = \pi \int_{r_o}^{r_o} u_o^f \left( \frac{d}{dr} N_r r + N_\theta \right) + \varphi \left( \frac{d}{dr} M_r r + M_\theta \right) + \varphi Q_{rx} r + w_0^f Q_{rx} r dr \quad (3.55)$$

Finalement, le travail effectué sur l'anneau par les différentes charges est donné comme suit :

$$V = (pt2\pi r_i)u_A^f + (F_G 2\pi r_G)w_G^f - (F_B 2\pi r_B)w_B^f - (M_A 2\pi r_i)\varphi_B^f \quad (3.56)$$

Selon le théorème de travail-énergie, le travail net réalisé par la force est égal à l'énergie stockée sous forme de déformation. On peut alors déduire l'équation suivante :

$$U = V \quad (3.57)$$

L'équation d'équilibre est alors donnée par :

$$\begin{aligned} \pi \int_{r_o}^{r_o} u_o^f \left( \frac{d}{dr} N_r r + N_\theta \right) + \varphi \left( \frac{d}{dr} M_r r + M_\theta \right) + \varphi Q_{rx} r + w_0^f Q_{rx} r dr \\ = (p_o t 2\pi r_i) u_A^f + (F_G 2\pi r_G) w_G^f - (F_B 2\pi r_B) w_B^f \\ - (M_A 2\pi r_i) \varphi_B^f \end{aligned} \quad (3.58)$$

Les équations d'équilibre des forces radiales, des forces axiales et des moments par rapport à un axe dans la direction tangentielle et passant par le centre de l'élément sont obtenues selon les relations suivantes :

$$N_\theta - \frac{d(rN_r)}{dr} = 0 \quad (3.59)$$

$$M_\theta + rQ_{rx} - \frac{d(rM_r)}{dr} = 0 \quad (3.60)$$

$$\frac{d(rQ_{rx})}{dr} = 0 \quad (3.61)$$

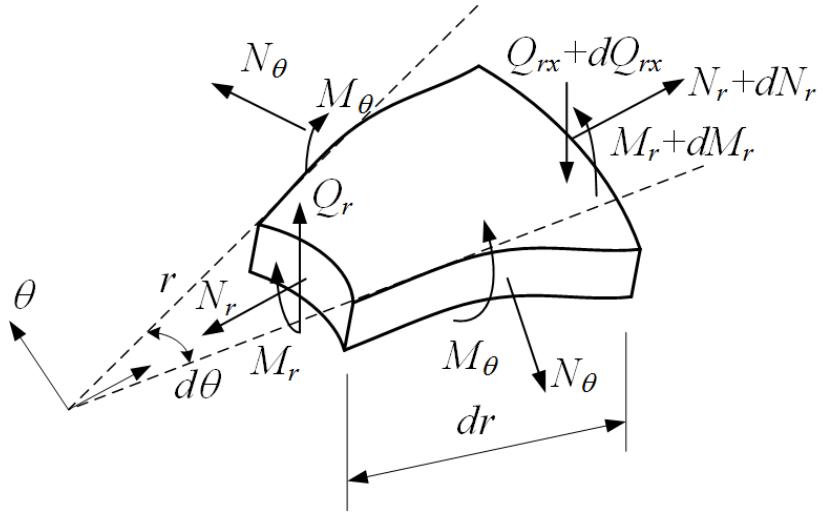


Figure 3.3 Plaque soumise à la flexion  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

Les équations d'équilibre aux frontières de la bride montrée à la figure 3.3 sont :

Au rayon intérieur,  $r = r_i$

$$N_r = -pt + Q_1^n \quad (3.62)$$

$$M_r = M_1^n + \frac{Q_1^n t}{2} \quad (3.63)$$

$$Q_{rx} = -N_x \quad (3.64)$$

Au rayon extérieur,  $r = r_o$

$$N_r = M_r = 0 \quad (3.65)$$

Les contraintes peuvent être exprimées en fonction des coefficients élastiques Q :

$$N_r = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{11}\varepsilon_r + Q_{12}\varepsilon_\theta) dx \quad (3.66)$$

$$N_r = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{11}^f \left( \frac{du_o^f}{dr} + x \frac{d\varphi}{dr} \right) + Q_{12}^f \left( \frac{u_o^f}{r} + x \frac{\varphi}{r} \right)) dx \quad (3.67)$$

$$N_r = \frac{du_o^f}{dr} A_{11}^f + \frac{d\varphi}{dr} B_{11}^f + \frac{u_o^f}{r} A_{12}^f + \frac{\varphi}{r} B_{12}^f \quad (3.68)$$

De la même façon, les équations des forces et moments :

$$N_\theta = \frac{u_o^f}{r} A_{22}^f + \frac{\varphi}{r} B_{22}^f + \frac{du_o^f}{dr} A_{12}^f + \frac{d\varphi}{dr} B_{12}^f \quad (3.69)$$

$$M_r = \frac{du_o^f}{dr} B_{11}^f + \frac{d\varphi}{dr} D_{11}^f + \frac{u_o^f}{r} B_{12}^f + \frac{\varphi}{r} D_{12}^f \quad (3.70)$$

$$M_\theta = \frac{u_o^f}{r} B_{22}^f + \frac{\varphi}{r} D_{22}^f + \frac{du_o^f}{dr} B_{12}^f + \frac{d\varphi}{dr} D_{12}^f \quad (3.71)$$

$$Q_{rx}^f = \frac{1}{2} (\varphi + \frac{dw_o^f}{dr}) A_{16}^f \quad (3.72)$$

Où les coefficients de rigidité de l'anneau sont donnés par :

$$(A_{11}^f, A_{12}^f, A_{22}^f) = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{11}^f, Q_{12}^f, Q_{22}^f) dx \quad (3.73)$$

$$(B_{11}^f, B_{12}^f, B_{22}^f) = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{11}^f, Q_{12}^f, Q_{22}^f) dx \quad (3.74)$$

$$(D_{11}^f, D_{12}^f, D_{22}^f) = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{11}^f, Q_{12}^f, Q_{22}^f) dx \quad (3.75)$$

$$A_{16}^f = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (Q_{rx}^f) dx \quad (3.76)$$

Dans le cas de cette étude, les propriétés des matériaux sont symétriques par rapport au plan médian de la plaque ce qui induit les équations suivantes :

$$B_{11}^f = B_{12}^f = B_{22}^f = 0 \quad (3.77)$$

Avec les coefficients de rigidités, il est possible de simplifier les équations des forces et des moments :

$$N_r = \frac{du_o^f}{dr} A_{11}^f + \frac{u_o^f}{r} A_{12}^f \quad (3.78)$$

$$N_\theta = \frac{u_o^f}{r} A_{22}^f + \frac{du_o^f}{dr} A_{12}^f \quad (3.79)$$

$$M_r = \frac{d\varphi}{dr} D_{11}^f + \frac{\varphi}{r} D_{12}^f \quad (3.80)$$

$$M_\theta = \frac{\varphi}{r} D_{22}^f + \frac{d\varphi}{dr} D_{12}^f \quad (3.81)$$

$$Q_{rx}^f = \frac{1}{2} (\varphi + \frac{dw_o^f}{dr}) A_{16}^f \quad (3.82)$$

Les effets d'étirement et de flexion de la plaque sont découplés en raison de la symétrie du plan médian. En substituant les équations (3.78) et (3.79) dans l'équation d'équilibre radial (3.59), on obtient l'équation différentielle qui régit le déplacement radial d'un cylindre à paroi épaisse en composite, tel que :

$$r^2 \frac{d^2 u_0^f}{dr^2} + r \frac{du_0^f}{dr} - \frac{A_{22}^f}{A_{11}^f} u_0^f = 0 \quad (3.83)$$

En prenant en compte des conditions aux rives aux équations (3.64) et (3.65) dans la force radiale dans l'équation (3.78), le déplacement radial devient alors :

$$u_0^f = \frac{(p_o t - Q) r_o^{m_2-1}}{4(A_{12}^f + \sqrt{A_{22}^f A_{11}^f}) \Delta} r^{m_1} + \frac{(-p_o t + Q) r_o^{m_1-1}}{4(A_{12}^f + \sqrt{A_{22}^f A_{11}^f}) \Delta} r^{m_2} \quad (3.84)$$

Où la valeur des coefficients m et  $\Delta$  sont :

$$m_1 = \sqrt{\frac{A_{22}^f}{A_{11}^f}} \quad \text{et} \quad m_2 = -m_1 \quad (3.85)$$

$$\Delta = 2r_o^{m_1-1} 2r_i^{m_2-1} - 2r_o^{m_2-1} 2r_i^{m_1-1} \quad (3.86)$$

Dans le cas où les propriétés de l'anneau dans les directions radial et tangentiel sont identiques, les variables ci-dessous peuvent se simplifier :

$$A_{22}^f = A_{11}^f, \quad m_2 = -m_1 = 1, \quad \Delta = \frac{r_o^2 - r_i^2}{2r_o^2 r_i^2} \quad (3.87)$$

L'équation du déplacement radial devient finalement :

$$u_0^f = \frac{(pt_f - Q_1^n) r_i^2}{(A_{12}^f + A_{11}^f)(r_o^2 - r_i^2)} r^{m_1} + \frac{(-pt_f + Q_1^n) r_o^2 r_i^2}{(A_{12}^f + A_{11}^f)(r_o^2 - r_i^2) r} \quad (3.88)$$

En utilisant les équations (3.64) (3.80) et (3.81) dans l'équation d'équilibre des moments (60) on obtient l'équation différentielle qui régit :

$$r^2 \frac{d^2 \varphi}{dr^2} + r \frac{d\varphi}{dr} - \frac{D_{22}^f}{D_{11}^f r} \frac{\varphi}{r} = r^2 \frac{Q_{rx}}{D_{11}^f} \quad (3.89)$$

Sachant que  $D_{11}^f r = D_{22}^f$  et  $Q_{rx} = N_x = F/2\pi r_o$ , la solution homogène et particulière de la rotation autour de l'axe tangentiel de l'anneau est donnée par :

$$\varphi(r) = \frac{dw}{dr} = \frac{Fr}{8\pi D_{11}^f} \left( 2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) - 1 \right) - \frac{C_1 r}{2} - \frac{C_2}{r} \quad (3.90)$$

Et donc le déplacement transversal  $w$  de l'anneau dans la direction x soumis à une force concentrée est obtenu en intégrant la rotation tel que :

$$w(r) = \frac{Fr^2}{8\pi D_{11}^f} \left( \ln\left(\frac{r}{r_o}\right) - 1 \right) - C_2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) - \frac{C_1 r^2}{4} + C_3 \quad (3.91)$$

Où  $F$  est la force totale appliquée sur l'anneau au rayon intérieur. Les constantes  $C_1$ ,  $C_2$  et  $C_3$  sont déterminées pour les deux conditions d'opération à partir des conditions aux limites suivantes :

À  $r = r_i$ ,

$$w = 0, \quad M_r = M_1^n - \frac{t_f}{2} Q_1^n \quad (3.92)$$

À  $r = r_o$ ,

$$M_r = 0 \quad (3.93)$$

Les constantes sont données par :

$$C_1^n = -\frac{1}{4\pi D_{p,11}(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,11} + D_{p,12})} \left[ \frac{(D_{p,12} - D_{p,11})(r_o^2 - r_i^2)F_B^n +}{2(D_{p,12} + D_{p,11})r_i^2 \log\left(\frac{r_i}{r_o}\right) - 8\pi r_i^2 D_{p,11} \left( M_1^n - \frac{t_f}{2} Q_1^n \right)} \right] \quad (3.94)$$

$$C_2^n = \frac{r_o^2 r_i^2}{4\pi D_{p,11}(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,11} - D_{p,12})} \left[ 4\pi D_{p,11} \left( M_1^n - \frac{t_f}{2} Q_1^n \right) - (D_{p,12} + D_{p,11}) \log\left(\frac{r_i}{r_o}\right) F_B \right] \quad (3.95)$$

$$C_3^n = -\frac{r_i^2}{16\pi D_{p,11}(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,11}^2 - D_{p,12}^2)} \begin{bmatrix} (D_{p,12}^2 - 3D_{p,11}^2 + 2D_{p,12}D_{p,11})(r_o^2 - r_i^2)F_B^n \\ -8\pi r_i^2(D_{p,11}^2 - D_{p,12}D_{p,11})\left(M_1^n - \frac{t_f}{2}Q_1^n\right) \\ -2r_o^2(D_{p,12}^2 - D_{p,11}^2)\log\left(\frac{r_i}{r_o}\right)F_B^n \\ -4r_o^2(D_{p,12}^2 + D_{p,11}^2 + 2D_{p,12}D_{p,11})\log^2\left(\frac{r_i}{r_o}\right)F_B^n \\ -16\pi r_o^2(D_{p,11}^2 - D_{p,12}D_{p,11})\log\left(\frac{r_i}{r_o}\right)\left(M_1^n - \frac{t_f}{2}Q_1^n\right) \end{bmatrix} \quad (3.96)$$

Et les constantes L sont données par

$$\begin{aligned}
 L_{21} &= -r_i^3/(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,12} + D_{p,11}) \\
 L_{22} &= -r_i r_o^2/(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,12} - D_{p,11}) \\
 L_{23} &= r_i - 2r_i \log\left(\frac{r_i}{r_o}\right)/8\pi D_{p,11} \\
 L_{24} &= -\frac{(r_o^2 r_i + r_i^2)(D_{p,12} - D_{p,11}) + 2r_i^3 \log\left(\frac{r_i}{r_o}\right)(D_{p,11} + D_{p,12})}{8\pi D_{p,11}(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,11} + D_{p,12})} \\
 L_{25} &= \frac{-r_o^2 r_i \log\left(\frac{r_i}{r_o}\right)(D_{p,11} + D_{p,12})}{4D_{p,11}\pi(r_o^2 - r_i^2)(D_{p,11} - D_{p,12})} \\
 L_{26} &= L_{21} + L_{22} \\
 L_{27} &= L_{23} + L_{24} + L_{25}
 \end{aligned} \quad (3.97)$$

### 3.4 Équations de compatibilité

Les équations de compatibilité nécessitant la continuité de la rotation et du déplacement radial peuvent être utilisées avec les équations d'équilibre pour former un système d'équations à neuf inconnues pour les deux phases. Afin de trouver la force finale du boulon, les efforts de discontinuité, les rotations et les déplacements radiaux aux différentes jonctions, il faut utiliser les équations d'équilibre avec les forces et les moments de cisaillement radiaux. Les équations stipulent que les déplacements et rotations aux jonctions doivent être égaux.

En utilisant les équations de compatibilité :

À la jonction 1 :

$$\begin{aligned} u_{1,f}^n &= u_{1,h}^n \\ \varphi_{1,f}^n &= \varphi_{1,h}^n \end{aligned} \quad (3.98)$$

À la jonction 2 :

$$\begin{aligned} u_{2,h}^n &= u_{2,s}^n \\ \varphi_{2,h}^n &= \varphi_{2,s}^n \end{aligned} \quad (3.99)$$

Condition initiale (serrage) :

$$F_B^i = F_G^i \quad (3.100)$$

Condition finale (pressurisation) :

$$F_B^f = F_G^f + p_o A_p \quad (3.101)$$

Dans les conditions de fonctionnement, la somme des déplacements axiaux de tous les éléments de l'assemblage à brides boulonnées, y compris la compression du joint, l'allongement du boulon et le déplacement axial résultant de la rotation de la bride, reste constante (voir figure 3.4). Sachant que l'écrou se déplace par rapport au filetage du boulon, qui ne change pas avec les différentes phases d'opération et donc :

$$w_b^i + w_g^i + 2w_r^i = w_b^f + w_g^f + 2w_r^f \quad (3.102)$$

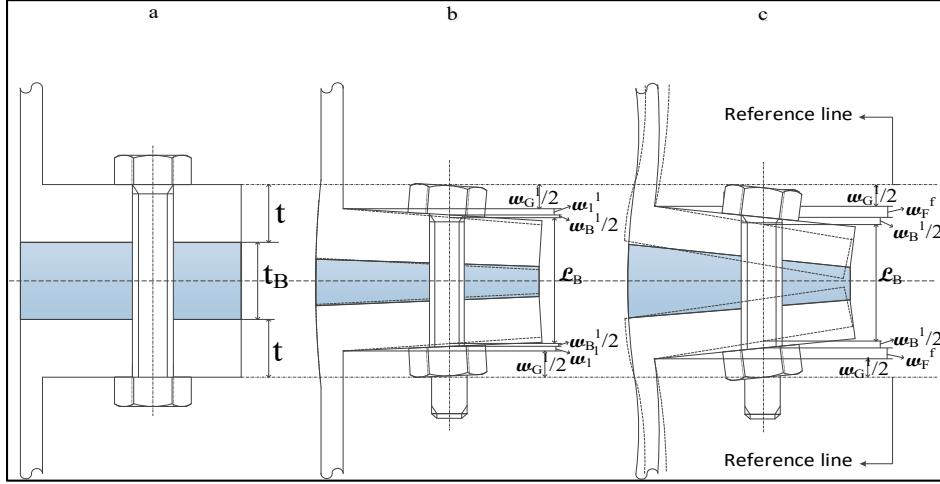


Figure 3.4 Compatibilité axiale du joint a) serrage à la main b) pré-serrage initial (Bolt-up),  
c) pressurisation  
Tirée de Khazraiyanvafadar (2019)

En remplaçant les déplacements par les forces, rigidités et rotations dans l'équation (3.102)

ci-dessus on obtient :

$$\frac{F_B^i}{K_B} + \frac{F_G^i}{K_G} + 2(r_b - r_b)\varphi_1^i = \frac{F_B^f}{K_B} + \frac{F_G^f}{K_G} + 2(r_b - r_g)\varphi_1^f \quad (3.103)$$

En substituant la force dans le joint par l'équation comportant la force dans les boulons :

$$F_B^f \left( \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} \right) = F_B^i \left( \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} \right) + 2(r_b - r_g)(\varphi_1^i - \varphi_1^f) + \frac{A_p}{K_G} p \quad (3.104)$$

### 3.5 Rassemblement des équations et résolution du système

Les équations de compatibilité nécessitant la continuité de la rotation et du déplacement radial peuvent être utilisées avec les équations d'équilibre pour former un système d'équations à neuf inconnues pour l'état de pressurisation. Pour la condition de serrage, la force initiale est celle appliquée aux boulons et est donc connue.

Alors un système d'équations à 8 inconnues est utilisé pour la phase de boulonnage et 9 pour la phase de pressurisation respectivement. Pour résoudre les inconnues, les équations sont placées dans une matrice, puisque les forces membranes  $N$ , les moments  $M$  ainsi que les déplacements radiaux  $u$  et les rotations  $\varphi$  et la force finale dans les boulons  $F_B'$  sont inconnus.

En assemblant les équations, un système de 9 inconnues est obtenu. Il est possible de mettre ces équations sous forme de matrice pour résoudre les inconnues.

$$[U] = [C] \setminus [V] \quad (3.105)$$

$[C]$  est une matrice de dimensions 9 par 9 et  $[V]$  est un vecteur de dimension 9 par 1. La matrice  $[U]$  est le vecteur résultant des forces et moments, des déplacements radiaux et rotations aux jonctions 1 et 2 et la force finale dans les boulons.

$$[C] = \begin{bmatrix} -B_{11} & B_{12} & G_{11} & G_{12} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-B_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{G_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{B_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{G_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{B_{11}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{B_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ \frac{-G_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{B_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{-G_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{-B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{-B_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{1}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{0}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{0}{2\beta_h D_{11}^h} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2\beta_s^3 D_{11}^s} & \frac{1}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s^3 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{-1}{2\beta_s D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s D_{11}^s} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{L_{12}}{r_i} - L_{11}r_i & 0 & 0 & 0 & -1 & \frac{t_f}{2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{t_f}{2} L_{26} & L_{26} & 0 & 0 & 0 & -1 & \frac{r_b - r_g}{r_o - r_i} L_{27} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(r_b - r_g) & \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} & \end{bmatrix} \quad (3.106)$$

Le vecteur  $[V]$  est donné pour les deux cas de chargement initial et final :

$$[V^i] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g}\right)F_b^i + 2(r_b - r_g)\varphi_1^i \end{bmatrix}^T \quad (3.107)$$

$$[V^f] = \begin{bmatrix} -\frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_h^4 A_{11}^h D_{11}^h} p \\ 0 \\ -\frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \\ 0 \\ -\frac{A_{11}^s - \frac{A_{12}^s}{2}}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \\ 0 \\ -\left(\frac{L_{12}}{r_i} + L_{11}r_i\right)t_f p \\ -(r_g - r_i)(r_g^2 + r_i^2)\frac{L_{26}}{4r_c} p \\ \left(\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g}\right)F_b^i + 2(r_b - r_g)\varphi_1^i + \frac{A_p}{K_g} p \end{bmatrix} \quad (3.108)$$

De même, le vecteur résultant  $[U]$  a été divisé en deux, pour représenter les cas initial et final :

$$[U^i] = [Q_2^i \quad M_2^i \quad Q_1^i \quad M_1^i \quad u_2^i \quad \varphi_2^i \quad u_1^i \quad \varphi_1^i \quad F_b^i]^T \quad (3.109)$$

$$[U^f] = [Q_2^f \quad M_2^f \quad Q_1^f \quad M_1^f \quad u_2^f \quad \varphi_2^f \quad u_1^f \quad \varphi_1^f \quad F_b^f]^T \quad (3.110)$$

Pour obtenir la force de boulonnage finale  $F_b^f$  qui dépend des paramètres de la bride ainsi que de la pression intérieure, il faut d'abord résoudre le vecteur inconnu  $[U^i]$  pour la condition initiale de serrage avec une force de boulonnage initiale connue  $F_b^i$ . La solution donne rotation de la bride dans la condition initiale de serrage qui est utilisée dans la dernière ligne du vecteur  $[U^f]$  de la condition finale pour résoudre la force de boulonnage  $F_b^f$ .

### 3.6 Calcul des efforts internes et des déformations

Une fois que tous les déplacements de la coque, de la collerette et de l'anneau sont trouvés, il est possible de trouver les efforts internes des différentes sections de la bride en composite en utilisant les équations de compatibilité. Pour rappel les équations de compatibilité pour une coque cylindrique en composite avec un chargement axisymétrique sont :

$$\varepsilon_x = \frac{du_o}{dx}; \quad \varepsilon_\theta = \frac{w}{r}; \quad \gamma_{x\theta} = \frac{dv_o}{dx}; \quad \kappa_x = \frac{d^2w}{dx^2}; \quad \kappa_\theta = \kappa_{x\theta} = 0 \quad (3.111)$$

Et compte tenu de la théorie classique du laminage des plaques, les relations entre les forces résultantes et les déformations sont les suivantes :

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} = [E] \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (3.112)$$

Et donc le système d'équations suivant est obtenu :

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_\theta \\ N_{x\theta} \\ M_x \\ M_\theta \\ M_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ 0 & 0 & 0 & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_\theta^0 \\ \gamma_{x\theta}^0 \\ \kappa_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.113)$$

#### 3.6.1 Collerette

Le vecteur membrane force pour la collerette est donnée par :

$$[N_h^n] = \begin{bmatrix} N_{xh}^n \\ N_{\theta h}^n \\ N_{x\theta h}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p \frac{r_h}{2} \\ u_h^n + \frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_h^4 A_{11}^h D_{11}^h} p \\ \frac{r_h (A_{12}^h - \frac{A_{12}^h}{A_{11}^h})}{A_{11}^h} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.114)$$

Il est à noter que pour la condition de boulonnage  $n=i$ , les termes de pression sont mis à zéro.

Le vecteur des moments longitudinal et tangentiel et de torsion dans la collerette est :

$$[M_h^n] = \begin{bmatrix} M_{xh}^n \\ M_{\theta h}^n \\ M_{x\theta h}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\beta_h^2 D_{11}^h \left( \frac{P_2 F_{13}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} + \frac{M_2^n F_{14}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} - \frac{\theta_1^n F_{11}}{\beta_h} - 2u_h^n F_{14} \right) \\ \frac{D_{12}^h}{D_{11}^h} M_{xh}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.115)$$

Les équations des déformations et des courbures sont aussi nécessaires pour calculer les contraintes dans le moyeu et la coque.

Les déformations sont données par :

$$\{\varepsilon_h^n\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{hx}^0 \\ \varepsilon_{h\theta}^0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^h & A_{12}^h & 0 \\ A_{12}^h & A_{22}^h & 0 \\ 0 & 0 & A_{66}^h \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N_{xh}^n \\ N_{\theta h}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.116)$$

Les courbures sont données par les équations suivantes :

$$\{\kappa_h^n\} = \begin{bmatrix} \kappa_{xh}^n \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11}^h & D_{12}^h & 0 \\ D_{12}^h & D_{22}^h & 0 \\ 0 & 0 & D_{66}^h \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} M_{xh}^n \\ M_{\theta h}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.117)$$

### 3.6.2 Cylindre

Le vecteur des forces membranes dans le cylindre est donnée par :

$$[N_s^n] = \begin{bmatrix} N_{x_s}^n \\ N_{\theta_s}^n \\ N_{x\theta_s}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p \frac{r_s}{2} \\ u_s^n + \frac{A_{11}^s - \frac{A_{12}^s}{2}}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \\ \frac{r_s (A_{12}^s - \frac{A_{12}^{s^2}}{A_{11}^s})}{A_{11}^s} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.118)$$

De même, pour la condition de boulonnage  $n=i$ , les termes de pression sont mis à zéro. Le vecteur moment longitudinal et tangentiel de la coque pour les deux conditions est :

$$[M_s^n] = \begin{bmatrix} M_{x_s}^n \\ M_{\theta_s}^n \\ M_{x\theta_s}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\beta_s^2 D_{11}^s \left( \frac{Q_2^n f_4}{2\beta_{hs}^3 D_{11}^h} + \frac{M_2^n f_3}{2\beta_{hs}^2 D_{11}^{hs}} \right) \\ \frac{D_{12}^s}{D_{11}^s} M_{x_s}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.119)$$

Les déformations et courbures sont données en remplaçant  $h$  par  $s$  dans les équations de la collerette. Les déformations sont données par :

$$[\varepsilon_s^n] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{x_s}^0 \\ \varepsilon_{\theta_s}^0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^s & A_{12}^s & 0 \\ A_{12}^s & A_{22}^s & 0 \\ 0 & 0 & A_{66}^s \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N_{x_s}^n \\ N_{\theta_s}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.120)$$

Les courbures sont données par les équations suivantes :

$$[\kappa_s^n] = \begin{bmatrix} \kappa_{x_s}^n \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11}^s & D_{12}^s & 0 \\ D_{12}^s & D_{22}^s & 0 \\ 0 & 0 & D_{66}^s \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} M_{x_s}^n \\ M_{\theta_s}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.121)$$

### 3.6.3 Anneau de la bride

L'anneau est considéré comme étant une plaque circulaire stratifiée soumise au moment de flexion dans la direction radiale et tangentielle. Donc le vecteur des moments est donné par :

$$[M_f^n] = \begin{bmatrix} M_r^n \\ M_\theta^n \\ M_{r\theta}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{D_{12}^r} \frac{\varphi(r)}{r} + \frac{1}{D_{11}^r} \frac{d\varphi(r)}{dr} \\ \frac{1}{D_{12}^r} \frac{d\varphi(r)}{dr} + \frac{1}{D_{11}^r} \frac{\varphi(r)}{r} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.122)$$

Les déformations et courbures sont données par :

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_r^n \\ \varepsilon_\theta^n \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{du_f^0}{dr} \\ \frac{u_f^0}{r} \\ 0 \end{bmatrix} = (Q_2^n - t_f p) \begin{bmatrix} -\frac{L_{22}}{r^2} - L_{21} \\ \frac{L_{22}}{r^2} - L_{21} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.123)$$

Et les courbures sont données par :

$$[\kappa_f^n] = \begin{bmatrix} \kappa_r^n \\ \kappa_\theta^n \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{d\psi}{dr} \\ \frac{\psi}{r} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F}{8\pi D_{11}^r} \left( 2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) + 1 \right) + \frac{C_2}{r^2} - \frac{C_1}{2} \\ \frac{F}{8\pi D_{11}^r} \left( 2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) - 1 \right) - \frac{C_2}{r^2} - \frac{C_1}{2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.124)$$

### 3.7 Calcul des contraintes dans la bride

Après avoir résolu les valeurs des forces membranes, les moments ainsi que les déformations et les courbures, les différentes contraintes dans chaque section peuvent être évaluées aux différents plis dans les différentes sections de la bride le long de sa direction axiale. Les contraintes radiales, tangentialles et longitudinales dans la collerette et la coque des plis intérieurs et extérieurs et la contrainte tangentielle de l'anneau de bride sont d'un intérêt particulier.

L'équation définissant les contraintes dans le pli k est la suivante :

$$[\sigma_{(r,\theta)}]_k = [\bar{Q}]_k ([\varepsilon_{(r,\theta)}] + z_k [\kappa_{(r,\theta)}]) \quad (3.125)$$

Où

$[\sigma_{(r,\theta)}]_k$  est la matrice de contrainte au k<sup>e</sup> pli

$[\bar{Q}]$  est la matrice de constantes élastiques transformée au k<sup>e</sup> pli

$[\varepsilon_{(r,\theta)}]$  est la matrice de déformations

$[\kappa_{(r,\theta)}]$  est la matrice de courbures

$z_k$  est l'épaisseur d'un pli

Les contraintes normales dans les plis de mat et de tissé de la collerette qui se trouvent sur les surfaces intérieures et extérieures sont alors données par :

$$[\sigma_{h,m,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,m,o} \\ \sigma_\theta^n_{h,m,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^m] ([\varepsilon_h^n] - \frac{t_h}{2} [\kappa_h^n]) \quad (3.126)$$

$$[\sigma_{h,m,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,m,i} \\ \sigma_\theta^n_{h,m,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^m] ([\varepsilon_h^n] + \frac{t_h}{2} [\kappa_h^n]) \quad (3.127)$$

$$[\sigma_{h,w,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,w,o} \\ \sigma_\theta^n_{h,w,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^w] \left( [\varepsilon_h^n] - (\frac{t_h}{2} - t_m) [\kappa_h^n] \right) \quad (3.128)$$

$$[\sigma_{h,w,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,w,i} \\ \sigma_\theta^n_{h,w,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^w] \left( [\varepsilon_h^n] + (\frac{t_h}{2} - t_m) [\kappa_h^n] \right) \quad (3.129)$$

Il est à noter que la contrainte radiale maximale est égale à la pression et est donc négligée.

Les contraintes dans le mat et la pli tissé qui se trouvent sur les surfaces intérieures et extérieures de la coque sont obtenues par des expressions similaires en remplaçant tous les paramètres de la collerette indiqués par l'indice h par les paramètres similaires de la coque indiqués par l'indice s.

$$[\sigma_{s,m,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{s,m,o} \\ \sigma_\theta^n_{s,m,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_s^m] ([\varepsilon_s^n] - \frac{t_s}{2} [\kappa_s^n]) \quad (3.130)$$

$$[\sigma_{s,m,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{s,m,i} \\ \sigma_\theta^n_{s,m,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_s^m] ([\varepsilon_s^n] + \frac{t_s}{2} [\kappa_s^n]) \quad (3.131)$$

$$[\sigma_{s,w,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{s,w,o} \\ \sigma_\theta^n_{s,w,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_s^w] \left( [\varepsilon_s^n] - \left( \frac{t_s}{2} - t_m \right) [\kappa_s^n] \right) \quad (3.132)$$

$$[\sigma_{s,w,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{s,w,i} \\ \sigma_\theta^n_{s,w,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_s^w] \left( [\varepsilon_s^n] + \left( \frac{t_{sh}}{2} - t_m \right) [\kappa_s^n] \right) \quad (3.133)$$

Les contraintes dans le mat et la pli tissé qui se trouvent au niveau des surfaces intérieures et extérieures de l'anneau sont données par :

$$[\sigma_{f,m,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_r^n_{f,m,o} \\ \sigma_\theta^n_{f,m,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^m] \left( [\varepsilon_f^n] - \frac{t_f}{2} [\kappa_f^n] \right) \quad (3.134)$$

$$[\sigma_{f,m,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_r^n_{f,m,i} \\ \sigma_\theta^n_{f,m,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^m] \left( [\varepsilon_f^n] + \frac{t_f}{2} [\kappa_f^n] \right) \quad (3.135)$$

$$[\sigma_{f,w,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_r^n_{f,w,o} \\ \sigma_\theta^n_{f,w,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^w] \left( [\varepsilon_f^n] - \left( \frac{t_f}{2} - t_m \right) [\kappa_f^n] \right) \quad (3.136)$$

$$[\sigma_{f,w,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_r^n_{f,w,i} \\ \sigma_\theta^n_{f,w,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^w] \left( [\varepsilon_f^n] + \left( \frac{t_r}{2} - t_m \right) [\kappa_f^n] \right) \quad (3.137)$$

- **Critère de rupture**

Pour vérifier la résistance des brides en composite de la section X du code ASME, le critère de Tsai-Hill est utilisé. Ce critère a été préféré à celui de Tsai-Wu à cause de sa simplicité. L'index de rupture de The Tsai-Hill est donné par l'équation ci-dessous :

$$I^2 = \frac{\sigma_L^2}{\sigma_{LU}^2} - \frac{\sigma_L \sigma_T}{\sigma_{LU} \sigma_{TU}} + \frac{\sigma_T^2}{\sigma_{TU}^2} + \frac{\tau_{LT}^2}{\tau_{LTU}^2} \geq 1 \quad (3.138)$$

- **Brides et matériaux**

L'étude paramétrique a été menée sur des brides de la section X du code l'ASME, tableau RD-620.1, comprenant les dimensions NPS de 1 à 48 et des classes 25, 50, 75, 100, 125 et 150.

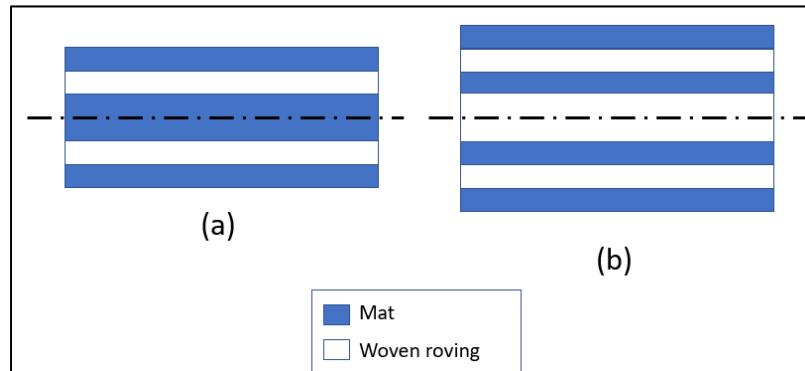


Figure 3.5 Configuration du stratifié dans les brides en PRF selon l'épaisseur

- (a) Symétrique avec moins de plis de tissus que de mat
- (b) Symétrique avec un nombre égal de plis

Pour la coque et la collerette, les contraintes maximales se situent toujours sur la première et la dernière pli de chaque matériau composite différent du stratifié. Dans cette étude, les brides fabriquées avec des résines d'ester vinylique renforcées de verre du type E avec un mélange de 24 oz. Tissé de direction 0/90° et un mat à fils coupés d'orientation aléatoire avec une composition volumique en fibres de 35% et 20% respectivement.

Les deux matériaux utilisés sont le mat à fils coupés « chopped strand mat » et le tissé « woven roving ». La première et la dernière pli du tissé sera toujours la deuxième à partir de la dernière pli. Pour le mat à fils coupés, ce sera la première et la dernière pli de chaque section. La figure 3.5 montre un exemple des plis de modélisation d'une section. Pour maintenir la symétrie dans le stratifié, le nombre total de plis dans toutes les sections de la bride est censé être pair.

## CHAPITRE 4

### STRESS ANALYSIS OF ASME SECTION X FLANGES USING CLASSICAL LAMINATION THEORY

Sofiane Bouzid <sup>a</sup>, Abdel-Hakim Bouzid <sup>b</sup>, Anh Dung Ngô <sup>c</sup>

<sup>a,b,c</sup> Département de Génie mécanique, École de Technologie Supérieure,  
1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Article soumis pour publication, août 2022

#### 4.1 Abstract

The development of Fiber Reinforced Plastic (FRP) composite pressure vessels and piping has greatly advanced in the past decades in the residential and industrial sectors to combat corrosion and chemical attacks. FRP composite flanges are known for their anisotropic behavior. In the ASME code section X, FRP composite flanges are treated using an analytical approach derived from that of metallic flanges in addition to the fact that the geometries are made to fit them as much as possible and not designed independently. This is known to have caused structural flaws for certain FRP flange classes and sizes.

Using a recently developed anisotropic FRP flange approach, it is proposed to identify the most critical flanges by analyzing the flange parameters such as flange ring rotation and stresses in their different parts; flange ring, hub and shell subjected to pressure loading. The study on the strength of flanges described in ASME section X RD-620.1 table, will reveal the most critical size and class flanges and their highly stressed locations. To conduct such a study, the selected flange material is an E glass/Vinyl Ester laminate composite. The study shows that FRP flanges of class 25 and 50 are most vulnerable and should be less loaded.

**Keywords:** Orthotropic material behavior, Composite FRP pressure vessels and piping, ASME Section X

## NOMENCLATURE

$\nu$	Poisson ratio
$\beta h$	Hub constant (mm <sup>-1</sup> )
$\beta s$	Shell constant (mm <sup>-1</sup> )
$\theta$	Tangential direction
$\varepsilon$	Strain
$\gamma$	Angle strain
$\varphi$	Rotation of the ring (rad)
$\sigma$	Stress (Mpa)
$A$	Membrane laminate modulus (Mpa.mm)
$A_p$	Bolt area (mm <sup>2</sup> )
$B$	Coupling laminate modulus (Mpa.mm <sup>2</sup> )
$C$	Constant of integration
$d$	Diameter (mm)
$D$	Flexural laminate modulus (Mpa.mm <sup>3</sup> )
$E$	Young Modulus (Mpa)
$F$	Force (N)
$F_v$	Fiber volume (%)
$G$	Shear modulus (Mpa)
$K$	Uniaxial stiffness (N/mm)
$L$	Coefficient
$M$	Discontinuity moment (N)
$n$	Number of bolts
$N$	Membrane force (N/mm)
$p$	Internal pressure (Mpa)
$Q$	Discontinuity or shear force (N)
$\tilde{Q}$	Reduced stiffness matrix (Mpa)
$r$	Radius (mm)
$r_c$	Flange centroid radius without hole (mm)
$r_{bh}$	Bolt hole radius (mm)
$t$	Thickness (mm)
$T$	Material thickness (mm)
$u$	Radial displacement (mm)
$W$	Axial displacement (mm)

### Subscript

$2$	Refers to junction between ring and hub
$b$	Refers to junction between hub and shell
$f$	Refers to bolt
$g$	Refers to flange
$i$	Refers to gasket
$i$	Refers to the inside
$L$	Refers to longitudinal direction

<i>m</i>	Refers to mat
<i>o</i>	Refers to the outside
<i>T</i>	Refers to transversal direction
<i>s</i>	Refers to shell
<i>w</i>	Refers to woven roving
<i>x</i>	Refers to axial
<i>xθ</i>	Refers to the $x\theta$ plane
<i>xy</i>	Refers to the $xy$ plane
<i>y</i>	Refers to the $y$ axis

### *Superscript*

<i>f</i>	Refers to the finale phase (pressurization)
<i>h</i>	Refers to hub
<i>i</i>	Refers to the initial phase (bolt-up)
<i>m</i>	Refers to mat
<i>n</i>	Refers to the working conditions, $n = i$ or $f$
<i>r</i>	Refers to ring/plate
<i>s</i>	Refers to shell
<i>w</i>	Refers to woven

## 4.2 Introduction

In response to a serious public uproar following the explosions of two factories in the Massachusetts state in the early 1900's, the ASME Boiler & Pressure Vessel Code (BPVC) was created in 1911 (ASME, 2015). Ever since, ferrous materials became the standard, safest and most researched in the conception of pressure vessels. Despite the overwhelming use of metal-based materials, there was still search of other types of materials solving the everlasting problem of chemical and corrosion attacks. It allowed the evolution of composite materials, such as fiber-reinforced polymers. They offer outstanding properties such as light weight, resistance to fatigue, chemical attack and corrosion. In the metal category, those based on nickel (Ni), molybdenum (Mo) and chromium (Cr) alloys offer similar resistance but are more expensive.

The transfer of the design knowledge from metallic flanges to composite flanges was done quickly without conducting adequate research on the specificities of this relatively new material. Unlike the metallic material group, FRPs are materials of anisotropic behavior. One of the advantages of using metals in complex structures like flanges, is their isotropic property.

It allows the behavior of the material under complex loading to be predicted by analytical or numerical models a lot easier. Consequently, some analytical approaches developed for isotropic materials have been adapted for FRP materials by making few adjustments to account for the anisotropic behavior. The common practice is to use very high safety factors for up to eight when calculating flange thickness. Some standards (ASTM D5421. 1995., ASTM D4024. 1995, PS 15-69, 1966) impose a minimum flange thickness of  $\frac{3}{4}$  of an inch and the hub length and hub thickness are specified as at least four times and half time the flange thickness respectively. In the ASME BPVC section X (2015), the allowable stress does not exceed 0.001 times the lower of the longitudinal or transverse modulus.

One of them is the work by Blach and Hoa (1987, 1988) who proposed a code-like analytical solution with isotropic behavior of FRP flanges subjected to pressure and bending loads. In this study, the code formula results were not validated numerically nor experimentally on a wide range of flanges. Nevertheless, it was quickly understood that FRP flanges are less obvious to design than their metallic counterparts.

Many studies on general composite and FRP flanges have been conducted in the past decades. These studies cover mostly analytical and finite element models due to the difficulty and high cost of acquiring adequate experimental equipment. One of the first stress analysis of bolted flanged connections using the classical laminate theory was done in (Sun, 1995, Blach and Sun, 1990, Blach, 1996). Two methods were proposed for the stress analysis of FRP flanged connections with full face gaskets. One using the classical laminate theory and the other one using the shear deformation laminate theory. To verify the analytical results a FEM 3-D anisotropic was performed. The conclusion was that for standard flanges, the results show some consistency between the analytical and FEM models while the experimental results showed some deviation. It is to be noted that the hub was not modelled, and the flange rotation was not measured in the study.

Estrada and Parsons (1997) developed an elaborate model for FRP stub-flange joints by treating the tapered hub using laminate theory applied to a cylinder with variable thickness. Although no displacement at the hub to flange ring was allowed the results compared well with the FEM numerical ones. The work was converted to a code version calculation with

approximate formulae are given in (Estrada and Parsons, 2002). Another study by Kurz and Roos (2012) on the design of bolted flange using FRP flanges to enable plant operators was performed. The study analysed the performance of PTFE-gaskets as well as the mechanical behaviors of FRP flanges. The experimental tests and FE simulation showed results that are in good agreements with the analytical design procedures. The material reduction factors are usually neglected when following the design procedures, thus leading to an increase in the bolt force.

Recently, Khazaraiyanvafadar et al. (2019, 2020, 2021) developed a new analytical model of FRP hubbed flanges based on laminate theory and validated using numerical finite element modeling and experimental testing. One of the objectives was to deepen the knowledge on the behavior of FRP flanges and to also compare the results to those of Ansys Composite PrepPost (ACP) FEM modelling. The analysis was mainly conducted to compare the stresses of the different parts of the flange. Nevertheless, the radial displacement and flange rotation were also investigated. In light of the successful use of the triangulation method to cross-check the results from the three sources analytical, numerical and FE approaches to search for regularities, the new developed model will be used as the basis for analysing FRP flanges of ASME section X.

While most studies focus on specific NPS flanges and classes, this study investigates the different parameters of all flange's classes and sizes of section X of the ASME code. The flange parameters proposed in this section can be more or less optimal depending on the case. In this paper the critical parameters will be identified including the stresses and their locations on the flange and the flange rotations. The parametric study will be conducted on flanges of ASME Section X Table RD-620.1 including NPS from 1 to 48 and classes 25, 50, 75, 100, 125 and 150. The parametric analysis will reveal the critical flanges fabricated out of Fiberglass Reinforced Plastic (FRP) laminates, manufactured with vinyl ester resins and various types of fibrous glass reinforcing.

### 4.3 Hypothetical assumptions

The hypothetical assumptions made for the validity of this study are as follows:

- The flange is considered as a composition of 3 different sections known as ring, hub and shell.
- The equations of the structural modeling are detailed in Khazaraiyanvafadar et al. (2019, 2020) and summarized in the presentation of the analytical model section.
- The laminae modeling of the shell, hub and ring may not reproduce the exact fabricated laminate for each flange. To preserve symmetries and equilibrium in the laminates, the stacked plies in the different sections of the flanges vary and their interconnections are discontinued at the junctions. The disparities have been completely ignored.
- In a typical composite flange, layers of corrosive resistant FRPs are added at the two surfaces of the laminate. These layers are not included in the modelling. Only the structural layers are accounted for.
- To evaluate the mechanical loading conditions of the composite material, the classical lamination theory for thin plates and shells is used.
- The high radius fillet at the junction of the hub and ring was not taking into consideration to simplify the model.
- Due to the complexity, the optimal orientations of the layers were not taken into consideration.

### 4.4 Analytical model

The analytical model is broken down into three separate components: the full-face flange, gasket and bolts. The flange component itself is also divided in three sections, the plate or ring, the hub and the shell. The flanges are submitted to two types of loading identified as phases. The first one is the initial phase, also called the bolt-up, where a torque is applied to all the bolts resulting in the compression or seating of the gasket. In the second or final phase following the bolt-up, is the pressurization where a pressure specific to the class under

consideration is applied to the inside of the flange, which generates a lateral side effect and a hydrostatic end effect.

The bolt and gasket are modeled as linear springs. The reaction force of the full-face gasket is assumed to act at a position, which is the average difference of the triangular uniform distribution (Bouzid and Galai, 2011). The three flange sections with their free body diagrams during both phases are illustrated in Fig. 1. The bolt-up condition is shown in (a), and the pressurization phase is shown in (b). The junction between the ring and hub is identified as 1, and the second junction between the hub and shell is identified as 2.

#### 4.4.1 Analytical model of the shell

The theory used for the shell section is the beam theory on elastic foundation for long anisotropic cylinders, where the cylinder is considered semi-infinite with and without the internal pressure and the resulting forces and moments applied to its junction in the tightening and pressurization phases.

Tightening phase:

- Shear force at the junction between the shell and the hub ( $Q_2^i$ )
- Bending moment at the junction between the shell and the hub ( $M_2^i$ )

Pressurization phase:

- Shear force at junction between shell and ( $Q_2^f$ )
- Bending moment at junction between shell and hub ( $M_2^f$ )
- Pressure on the inside of the shell ( $p_o$ )
- Hydrostatic end load  $N_x$  or equivalent pressure applied to the cross section of the shell

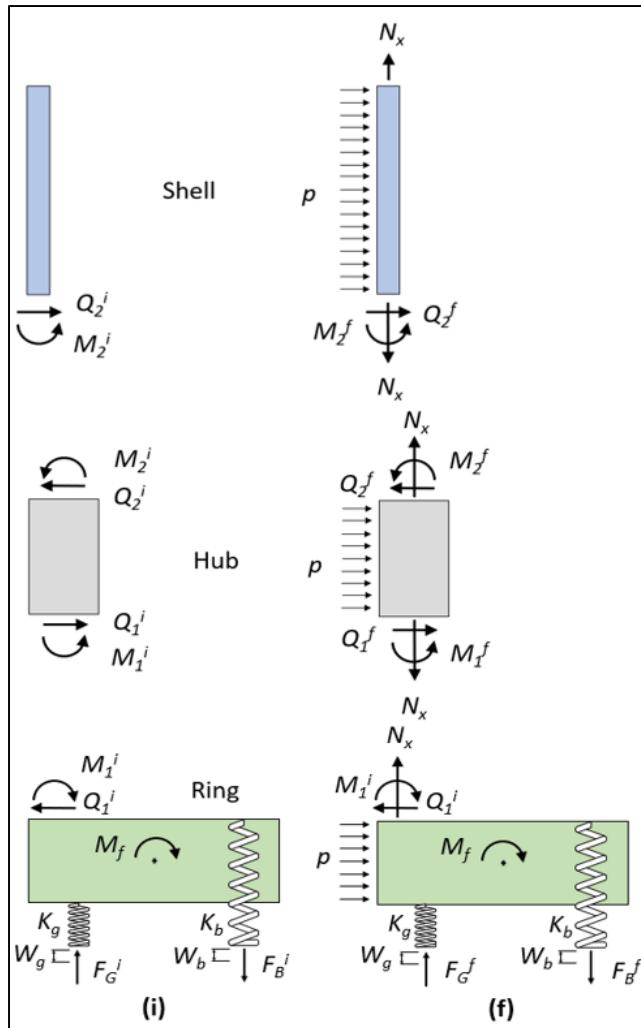


Figure 4.1 Analytical model of an FRP flange with the shell, hub and ring: (i) bolt up and (f) pressurization

#### 4.4.2 Analytical model of the hub

The theory used for the cylinder is the beam theory on an elastic foundation for short anisotropic cylinders. The loads during the different phases are described below.

Tightening phase:

- Shear force at junction between hub and shell ( $Q_2^i$ )
- Bending moment at junction between hub and shell ( $M_2^i$ )
- Shear force at junction between hub and ring ( $Q_1^i$ )

- Bending moment at junction between hub and ring ( $M_1^i$ )

Pressurization phase:

- Shear force at junction between hub and shell ( $Q_2^f$ )
- Bending moment at junction between hub and shell ( $M_2^f$ )
- Shear force at junction between hub and ring ( $Q_1^f$ )
- Bending moment at junction between hub and ring ( $M_1^f$ )
- Pressure on the inside of the hub ( $p_o$ )

#### 4.4.3 Analytical model of the ring

Two different theories are used to model the ring section. The first theory is the thin plates of Kirchhoff-Love theory for laminated plates used to calculate the transverse displacement and rotation. The second theory is the thick-wall cylinder used to calculate the radial displacement.

Tightening phase:

- Bolt force applied at radius ( $F_b^i$ )
- Gasket force due to compression of the gasket at radius ( $F_g^i$ )
- Shear force at junction between ring and hub ( $Q_1^i$ )
- Bending moment at junction between ring and hub ( $M_1^i$ )

Pressurization phase:

- Bolt force applied at radius ( $F_b^f$ )
- Gasket force due to compression of the gasket at radius ( $F_g^f$ )
- Shear force at junction between ring and hub ( $Q_1^f$ )
- Bending moment at junction between ring and hub ( $M_1^f$ )
- Pressure on inside of the ring ( $p_o$ )

#### 4.4.4 Compatibility equations

In order to find the final bolt force, edge loads, rotations and radial displacements at the different junctions, the equations of equilibrium with the radial shear forces and moments must be used. Using the compatibility equations:

At the junctions 1

$$\begin{aligned}
 u_{1,f}^n &= u_{1,h}^n \\
 \theta_{1,f}^n &= \theta_{1,h}^n \\
 Q_{1,f}^n &= Q_{1,h}^n \\
 M_{1,f}^n &= M_{1,h}^n
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

At the junctions 2

$$\begin{aligned}
 u_{1,h}^n &= u_{1,s}^n \\
 \theta_{1,h}^n &= \theta_{1,s}^n \\
 Q_{1,h}^n &= Q_{1,s}^n \\
 M_{1,h}^n &= M_{1,s}^n
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Axial compatibility

In the operating condition, the sum of the axial displacements of all parts of the bolted flange joints including the gasket compression, bolt elongation and resulting axial displacement due to rotation of the flange, remain constant (Bouzid et al., 1993);

$$w_b^i + w_b^i + 2w_r^i = w_b^f + w_g^f + 2w_r^f \tag{4.3}$$

**4.4.5 Resolution of the system of equations**

A system of equation with 8 unknowns are used for the bolt-up and 9 for the pressurization phases respectively. During the bolt-up the bolt force,  $F_{bi}$ , is already known. To solve the unknowns the equations are put into a matrix.

$$[U^n] = [C] \setminus [V^n] \tag{4.4}$$

$n$  refers to the bolt-up or pressurization phases, as the case may be.  $[C]$  is a 9x9 square matrix and  $[V]$  is a vector. The unknown matrix  $U$  is essential to determine the stresses in the different sections of the flange.

During bolt-up phase:

$$[U^i] = [Q_2^i \quad M_2^i \quad Q_1^i \quad M_1^i \quad u_2^i \quad \theta_2^i \quad u_1^i \quad \theta_1^i \quad F_b^i]^T \quad (4.5)$$

During pressurization phase:

$$[U^f] = [Q_2^f \quad M_2^f \quad Q_1^f \quad M_1^f \quad u_2^f \quad \theta_2^f \quad u_1^f \quad \theta_1^f \quad F_b^f]^T \quad (4.6)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} \frac{-B_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{G_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{B_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{G_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-G_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{B_{11}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} & \frac{B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{-G_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{-G_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{-B_{12}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{-B_{22}}{2\beta_h D_{11}^h} & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ \frac{1}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{1}{2\beta_h D_{11}^h} & \frac{0}{2\beta_h^2 D_{11}^h} & \frac{0}{2\beta_h D_{11}^h} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2\beta_s^3 D_{11}^s} & \frac{-1}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s D_{11}^s} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s^2 D_{11}^s} & \frac{0}{2\beta_s D_{11}^s} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{L_{12}}{r_i} - L_{11}r_i & 0 & 0 & 0 & -1 & \frac{t_f}{2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{t_f}{2} L_{26} & L_{26} & 0 & 0 & 0 & -1 & \frac{r_b - r_g}{r_o - r_i} L_{27} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(r_b - r_g) & \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

For the bolt-up case to obtain  $[U^i]$  the last row of  $[C]$  is replaced by:

$$[C_9] = [0 \quad 0 \quad 1] \quad (4.8)$$

The  $[V]$  vector matrix for the initial and final phase are as follows:

$$[V^i] = \left[ 0 \quad \left( \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} \right) F_b^i + 2(r_b - r_g) \theta_1^i \right]^T \quad (4.9)$$

$$[V^f] = \begin{bmatrix} -\frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_h^4 A_{11}^h D_{11}^h} p \\ 0 \\ -\frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_h^4 A_{11}^h D_{11}^h} p \\ 0 \\ -\frac{A_{11}^s - \frac{A_{12}^s}{2}}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \\ 0 \\ -\left(\frac{L_{12}}{r_i} + L_{11} r_i\right) t_f p \\ -(r_g - r_i)(r_g^2 + r_i^2) \frac{L_{26}}{4r_c} p \\ \left(\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g}\right) F_b^i + 2(r_b - r_g)\theta_1^i + \frac{A_p}{K_g} p \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Once all the displacements for the shell, hub and ring are found, solve the analytical model with the solve the analytical model with the compatibility equations.

Using the compatibility equations for a composite cylindrical shell with axisymmetric loading:

$$\varepsilon_x = \frac{du_o}{dx}; \varepsilon_\theta = \frac{w}{r}; \gamma_{x\theta} = \frac{dv_o}{dx}; \kappa_x = \frac{d^2w}{dx^2}; \kappa_\theta = \kappa_{x\theta} = 0 \quad (4.11)$$

And considering the classical theory of plate lamination, the relations between the resulting forces and the deformations are:

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ - & - \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} = [E] \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (4.12)$$

The resulting system of equation is obtained:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_\theta \\ N_{x\theta} \\ M_x \\ M_\theta \\ M_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_\theta^0 \\ \gamma_{x\theta}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_\theta \\ \kappa_{x\theta} \end{Bmatrix} \quad (4.13)$$

Considering the symmetry and equilibrium of the laminate, the coupling matrix membrane-bending-twisting  $[B] = 0$  and the  $A_{16} = A_{26} = 0$ . As a result, the equilibrium equations become:

$$M_\theta = \frac{D_{12}}{D_{11}} M_x \quad (4.14)$$

The membrane-force vector for the hub is then given by:

$$[N_h^n] = \begin{bmatrix} N_{xh}^n \\ N_{\theta h}^n \\ N_{x\theta h}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p \frac{r_h}{2} \\ u_h^n + \frac{A_{11}^h - \frac{A_{12}^h}{2}}{4\beta_h^4 A_{11}^h D_{11}^h} p \\ \frac{r_h (A_{12}^h - \frac{A_{12}^h}{A_{11}^h})}{A_{11}^h} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

It is to be noted for the bolt-up condition  $n=i$ , the pressure terms are put equal to zero. The hub longitudinal and tangential and twisting moment vector is:

$$[M_h^n] = \begin{bmatrix} M_{xh}^n \\ M_{\theta h}^n \\ M_{x\theta h}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\beta_h^2 D_{11}^h \left( \frac{P_2 F_{13}}{2\beta_h^3 D_{11}^h} + \frac{M_2^n F_{14}}{2\beta_h^2 D_{11}^h} - \frac{\theta_1^n F_{11}}{\beta_h} - 2u_h^n F_{14} \right) \\ \frac{D_{12}^h}{D_{11}^h} M_{xh}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

The membrane force vector of the shell section is given by:

$$[N_s^n] = \begin{bmatrix} N_{x_s}^n \\ N_{\theta_s}^n \\ N_{x\theta_s}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p \frac{r_s}{2} \\ u_s^n + \frac{A_{11}^s - \frac{A_{12}^s}{2}}{4\beta_s^4 A_{11}^s D_{11}^s} p \\ \frac{r_s (A_{12}^s - \frac{A_{12}^{s^2}}{A_{11}^s})}{D_{11}^s} + \frac{A_{12}^s}{A_{11}^s} N_{x_s}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Similarly, for the bolt-up condition  $n=i$ , the pressure terms are put equal to zero. The shell longitudinal and tangential moment vector for both conditions is:

$$[M_s^n] = \begin{bmatrix} M_{x_s}^n \\ M_{\theta_s}^n \\ M_{x\theta_s}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\beta_s^2 D_{11}^s \left( \frac{Q_2^n f_4}{2\beta_{hs}^3 D_{11}^h} + \frac{M_2^n f_3}{2\beta_{hs}^2 D_{11}^{hs}} \right) \\ \frac{D_{12}^s}{D_{11}^s} M_{x_s}^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

The rotation, radial and tangential moments for the ring section considered as a laminate plate are expressed as follows:

Rotation of the plate:

$$\theta(r) = \frac{Fr}{8\pi D_{11}^r} \left( 2 \log \left( \frac{r}{r_o} \right) - 1 \right) + \frac{C_2}{r} - \frac{C_1 r}{2} \quad (4.19)$$

Radial moment:

$$M_r(r) = \frac{\theta(r)}{r D_{12}^r} + \frac{\frac{d\theta(r)}{dr}}{D_{11}^r} \quad (4.20)$$

Tangential moment:

$$M_\theta(r) = \frac{\frac{d\theta(r)}{dr}}{D_{12}^r} + \frac{\theta(r)}{r D_{11}^r} \quad (4.21)$$

The deformations and curvatures equations are necessary to calculate the stress values in the hub and shell.

For the hub, the deformations are given by:

$$\{\varepsilon_h^n\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{hx}^0 \\ \varepsilon_{h\theta}^0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^h & A_{12}^h & 0 \\ A_{12}^h & A_{22}^h & 0 \\ 0 & 0 & A_{66}^h \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N_x^n_h \\ N_\theta^n_h \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

And the curvatures are given by:

$$\{\kappa_h^n\} = \begin{bmatrix} \kappa_{xh}^n \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11}^h & D_{12}^h & 0 \\ D_{12}^h & D_{22}^h & 0 \\ 0 & 0 & D_{66}^h \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} M_x^n_h \\ M_\theta^n_h \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

For the shell, the deformations are given by replacing h by s in the previous equations.

For the ring, the equations are given by:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{rf}^n \\ \varepsilon_{\theta f}^n \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{du_f^0}{dr} \\ \frac{u_f^0}{r} \\ 0 \end{Bmatrix} = (Q_2^n - t_f p) \begin{Bmatrix} -\frac{L_{22}}{r^2} - L_{21} \\ \frac{L_{22}}{r^2} - L_{21} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.24)$$

And the curvatures are given by:

$$\{k_f^n\} = \begin{Bmatrix} \kappa_{rf}^n \\ \kappa_{\theta f}^n \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{d\theta}{dr} \\ \frac{\theta}{r} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{F}{8\pi D_{11}^r} \left( 2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) + 1 \right) - \frac{C_2}{r^2} - \frac{C_1}{2} \\ \frac{F}{8\pi D_{11}^r} \left( 2 \log\left(\frac{r}{r_o}\right) - 1 \right) + \frac{C_2}{r^2} - \frac{C_1}{2} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.25)$$

#### 4.4.6 Calculation of stresses

Having solved for the values of the membrane-forces, edge moments as well as the deformations and curvatures, the different stresses in each section can be evaluated at the different plies along the flange axial direction. Of particular interest are the radial, hoop and

longitudinal stresses in the hub and shell of the inner and outer plies, the tangential stress and the rotation of the flange ring.

For the shell and hub, the maximum stresses will always be on the first and last layers of each different composite material in the laminate. In this study, the chopped strand mat and woven roving are the two materials used. The first and last layer of woven roving will always be the second from the last layer. For the chopped strand mat, it will be the first and last layers of each section. Figure 4.2 shows an example of the modeling layers of a section. To maintain symmetry in the laminate, the total number of layers in any flange is assumed to be an even number.

The normal stresses in the mat and woven layers that are at the near inside and outside surfaces of the hub are given by:

$$[\sigma_{h,m,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,m,o} \\ \sigma_\theta^n_{h,m,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^m] ([\varepsilon_h^n] - \frac{t_h}{2} [\kappa_h^n]) \quad (4.26)$$

$$[\sigma_{h,m,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,m,i} \\ \sigma_\theta^n_{h,m,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^m] ([\varepsilon_h^n] + \frac{t_h}{2} [\kappa_h^n]) \quad (4.27)$$

$$[\sigma_{h,w,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,w,o} \\ \sigma_\theta^n_{h,w,o} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^w] \left( [\varepsilon_h^n] - (\frac{t_h}{2} - t_m) [\kappa_h^n] \right) \quad (4.28)$$

$$[\sigma_{h,w,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_x^n_{h,w,i} \\ \sigma_\theta^n_{h,w,i} \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_h^w] \left( [\varepsilon_h^n] + (\frac{t_h}{2} - t_m) [\kappa_h^n] \right) \quad (4.29)$$

It is to be noted that the maximum radial stress is equal to the pressure and is therefore neglected.

The stresses in the mat and woven layer that are at the near inside and outside surfaces of the shell are obtained by similar expressions replacing all hub parameters referred to by the h index by the similar shell parameters referred to by the s index.

The stresses in the mat and woven layer that are at the near inside and outside surfaces of the of the ring are given by:

$$[\sigma_{f,m,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_{r_{f,m,o}}^n \\ \sigma_{\theta_{f,m,o}}^n \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^m] ([\varepsilon_f^n] - \frac{t_f}{2} [\kappa_f^n]) \quad (4.30)$$

$$[\sigma_{f,w,o}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_{r_{f,w,o}}^n \\ \sigma_{\theta_{f,w,o}}^n \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^w] \left( [\varepsilon_f^n] - (\frac{t_f}{2} - t_m) [\kappa_f^n] \right) \quad (4.31)$$

$$[\sigma_{f,m,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_{r_{f,m,i}}^n \\ \sigma_{\theta_{f,m,i}}^n \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^m] ([\varepsilon_f^n] + \frac{t_f}{2} [\kappa_f^n]) \quad (4.32)$$

$$[\sigma_{f,w,i}^n] = \begin{bmatrix} \sigma_{r_{f,w,i}}^n \\ \sigma_{\theta_{f,w,i}}^n \\ 0 \end{bmatrix} = [\bar{Q}_f^w] \left( [\varepsilon_f^n] + (\frac{t_r}{2} - t_m) [\kappa_f^n] \right) \quad (4.33)$$

## 4.5 Flanges and materials

The parametric study is conducted on composite flanges of ASME Section X Table RD-620.1. The current ASME flange and nozzle dimensions for hand lay-up and pressure molded flanges table are not designed the same way for all the NPS at the different class pressures. In Table RD-620.1, the “Note (1)” appears on several instances at higher NPS and higher pressures. This indicates a need of a design modification of the flange outside diameter and bolt circle. The flanges must then be calculated according to another standard RD-1176. This study will ignore these flange cases. Therefore, the parametric study will range from standard 1 to 48 NPS for class 25 and 50. For class 75, 100, 125 and 150, NPS will range from 1 to 30, 1 to 16 and 1 to 12 NPS respectively.

The study has been conducted with the same bolts and gaskets parameters. A bolt stress of 10 ksi is applied to all flanges used in conjunction with rubber gasket, per most FRP manufacturer recommendations. The detailed properties are given in Table 4.1. The pressure applied is the class pressure. The selected flange material to conduct this study is an E glass/Vinyl Ester laminate composed of a mix of 24 oz. woven roving at 0/90° direction with chopped strand mat at random orientation, with respectively 35% and 20% fiber volume composition. The detail properties are given in Table 4.2. The number of layers selected so that the symmetry is not broken, and the possible configuration of layers is shown in Fig. 2.

Tableau 4.1 Gasket and bolt properties

Bolt Young's modulus	$E_b$	ksi (GPa)	30000 (207)
Bolt Poisson's ratio	$\nu_b$	-	0.3
Gasket Compression modulus	$E_g$	ksi (GPa)	300 (2.07)
Initial bolt stress	$\sigma_b$	ksi (MPa)	10 (69)
Pressure	$p$	psi (MPa)	25,50,75,100 125,150 (0.17, 0.34, 0.69, 0.86, 1.03)

Tableau 4.2 FRP Material properties

Material	Woven Roving 24 oz.	Chopped strand Mat 1.6 oz.
$F_v$ (%)	35	20
$E_L$ (GPa)	18	8
$E_T$ (GPa)	18	8
$G_{12}$ (GPa)	3.6	3.33
$\nu_L$	0.13	0.2
$\nu_T$	0.13	0.2
$t$ (mm)	0.9	1
$\sigma_{LU}$ (MPa)	320	120
$\sigma_{TU}$ (MPa)	320	120
Material behavior	Isotropic in plane	Isotropic in plane

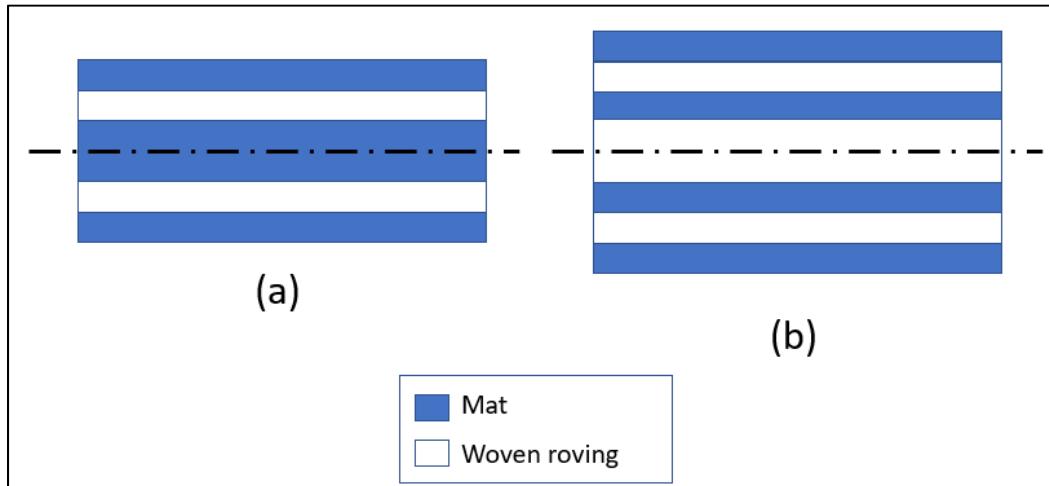


Figure 4.2 Typical laminate configuration in FRP composite flange in this study

(a) Symmetric with fewer layers of woven roving than mat

(b) Symmetric with an equal number of woven roving than mat

## 4.6 Results and discussion

### 4.6.1 NPS 12 Class 50 Flange stress distributions

The NPS 12 class 50 flange has been taken as an example to show the typical stress distributions at the inner and outer diameters as a function of the axial distance from the flange ring to gasket interface to some distance on the shell far from the junction with the hub where stresses are attenuated.

Figures 4.3 to 4.7 show of radial, longitudinal and tangential stress distributions at the inside and outside surfaces of the flange for both the bolt-up and pressurization conditions. All distributions are smooth and the trend between the two operating phases are similar. The maximum tangential stress is located in the hub right after the junction with the ring in this case as shown in Figs. 4.3 and 4.4. The difference between the bolt-up and pressurization distributions is in the shell far from the junction with the hub. At this location, the stress is zero

during bolt-up and during pressurization, it stabilizes and is proportional to the intensity of the pressure only because there is no contribution due to the edge loads. The ring tangential stress is higher at the inner surface.

Figures 4.5 and 4.6 gives the distribution of the longitudinal stress at both the inside and outside surfaces. The maximum stress is in the hub at the junction with the flange ring and this is for both operating conditions. The stresses in the shell are relatively low in the shell with a slight discontinuity effect at the junction with hub. Far from the junction the longitudinal stress stabilizes to zero for the bolt-up and to the value produce by pressure. The radial stress distribution is shown in Fig. 4.7 the bolt-up condition. The radial stresses are higher in the ring at its inner surface due to the discontinuity edge loads. The radial stress is equal to pressure during pressurization in the hub and shell and zero at the outside.

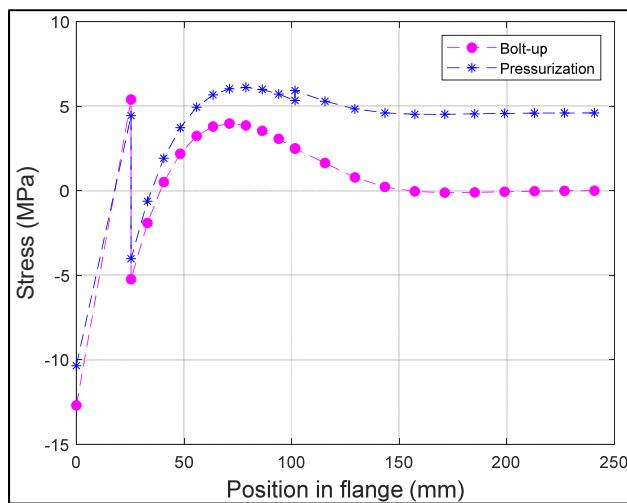


Figure 4.3 Tangential stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50

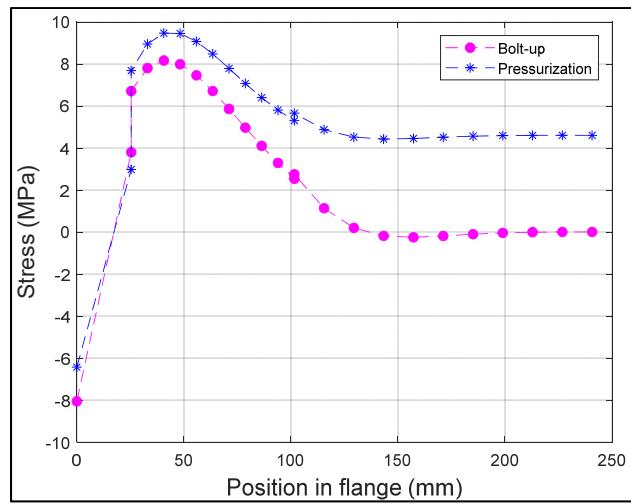


Figure 4.4 Tangential stress distribution at outer diameter for NPS 12 class 50

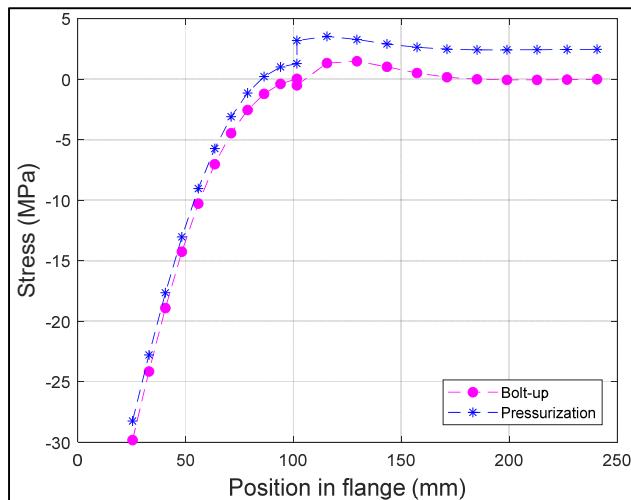


Figure 4.5 Longitudinal stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50

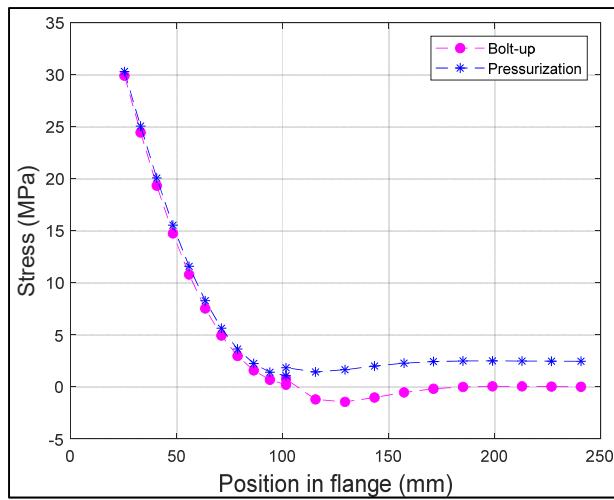


Figure 4.6 Longitudinal stress distribution at outer diameter for NPS 12 class 50

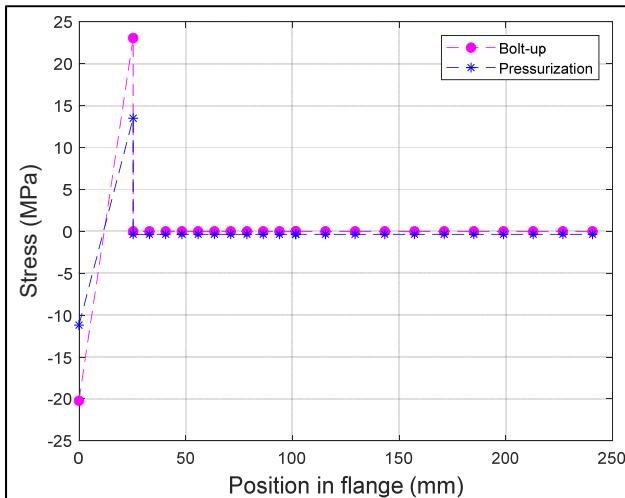


Figure 4.7 Radial stress distribution at inner diameter for NPS 12 class 50

#### 4.6.2 Bolt and gasket stresses and rotations of section X flange

Now that the general stress distributions along the flange longitudinal axis have been discussed for a typical flange case, the focus will be put on the comparison of the strength of all Section X flanges including all sizes and classes. The following section presents the results of the study based on the previously presented model.

Figure 4.8 shows the bolt stress change of the different flanges. It is to be noted that all flanges have been tightened initially to a bolt stress to 69 MPa or 10 ksi. The general trend which shows a drop in the bolt stress in all classes. However, the higher the pressure class is the higher the stress drop is. This is due to the barreling effect and the flexibility of the flange relative to that of the bolt and that of the gasket. Figures 4.9 and 4.10 show the initial bolt-up and operating contact stresses of the gasket. While the initial bolt-up contact stress is the same for the same NPS size of all classes, the operating contact stress decreases as the class increases due to the previously mentioned effects. One can note that for some flange sizes and classes the operating gasket contact stress is below twice the pressure. This is the case for those flanges of size NPS 8 to 16 of classes 75, 100 and 150.

In theory the rotation of flat face flanges should be very small. Unfortunately, the study reveals otherwise. Figures 4.11 and 4.12 present the rotation of the flange during bolt-up and pressurization for all sizes and classes. For both conditions, the rotations of class 25 are the highest. The maximum rotation is for NPS 24 class 25 with  $0.808^\circ$  and  $0.825^\circ$  during bolt-up and pressurization respectively. The rotations are considerably lower for the higher classes. They decrease to a maximum of around  $0.405^\circ$  during bolt-up and  $0.43^\circ$  during pressurization for the NPS 12 class 50 flange. For the classes 75 and above, the rotation is almost constant through the whole nominal pipe sizes and does not exceed  $0.3^\circ$ . It is worth mentioning that while the ASME BPVC code section VIII div. 1 appendix 2 limits the rotation for metallic integral and optional flanges to  $0.3^\circ$  and for loose-type to  $0.2^\circ$ , there is no mention to this fact for full-face FRP flanges designed according to Section X.

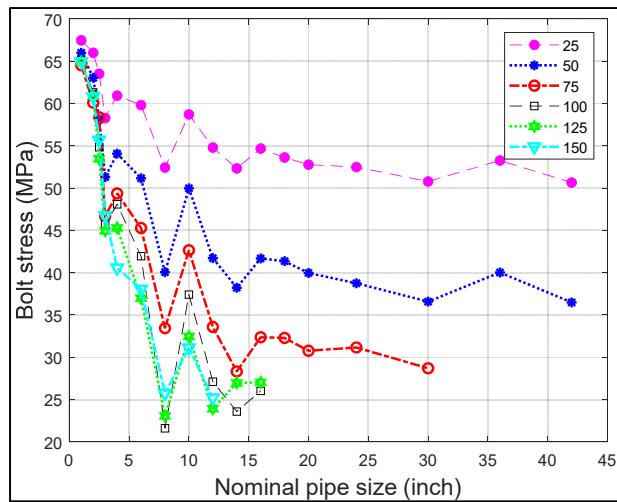


Figure 4.8 Bolt stress during pressurization vs. Nominal pipe size

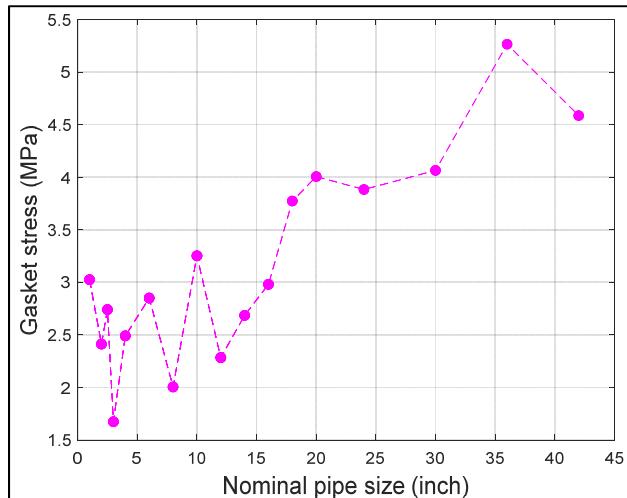


Figure 4.9 Gasket stress during bolt-up vs. Nominal pipe size for all flange classes

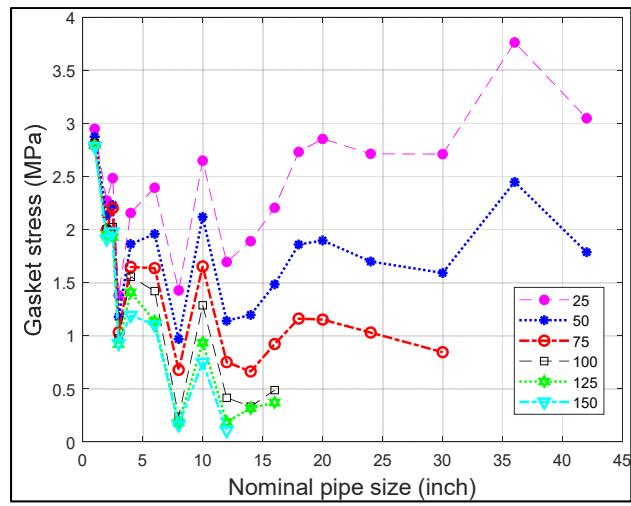


Figure 4.10 Gasket stress during pressurization vs. Nominal pipe size

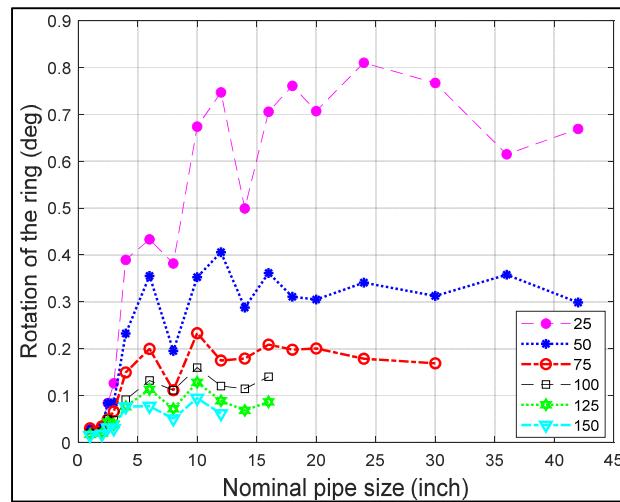


Figure 4.11 Flange rotation during bolt-up vs. Nominal pipe size

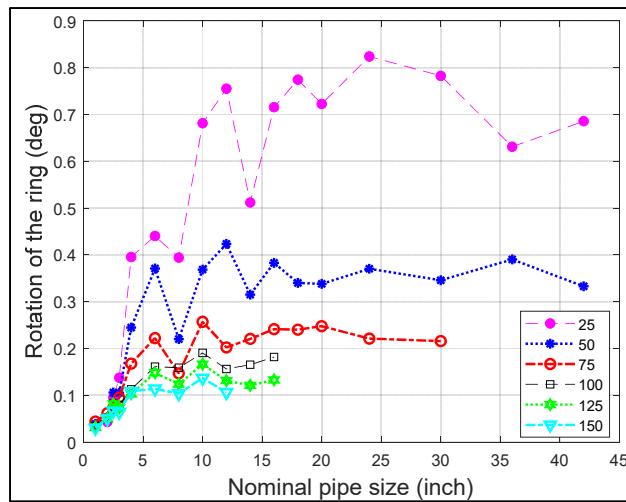


Figure 4.12 Flange rotation during pressurization vs. Nominal pipe size

#### 4.6.3 Stresses in flange of section X

The maximum tangential stresses during both bolt-up and pressurization phases in the hub at the inside and outside diameters are illustrated in Figs. 4.13 to 4.16. The stresses are compressive at the inside surfaces and tensile at the outside surfaces during bolt-up but all tensile during pressurization. For almost all flanges the maximum stresses in compression or in traction are greater for class 25. This class reaches a maximum value over 10 MPa at the inside diameter during pressurization. Both 25 and 50 flange classes have in general higher maximum tangential stresses. The impact of pressure on the maximum tangential stress is not significant. Nevertheless, the overall maximum stresses seem to be slightly higher at the outside surface for all classes during both bolt-up and pressurization.

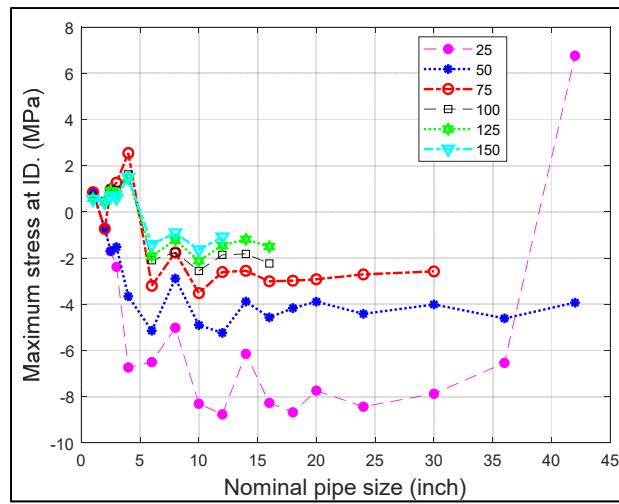


Figure 4.13 Maximum tangential stress in hub at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size

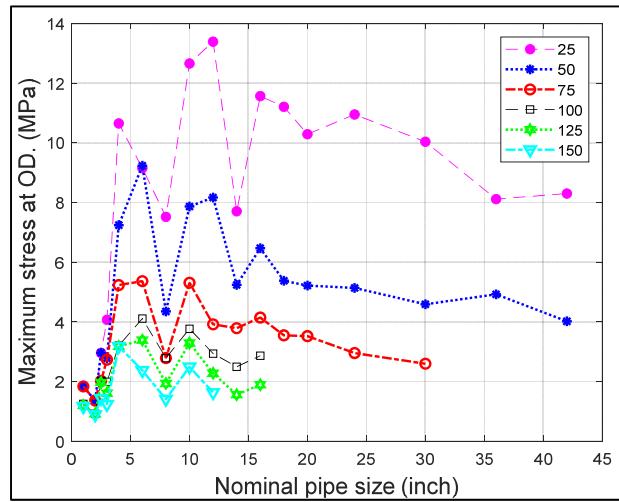


Figure 4.14 Maximum tangential stress in hub at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size

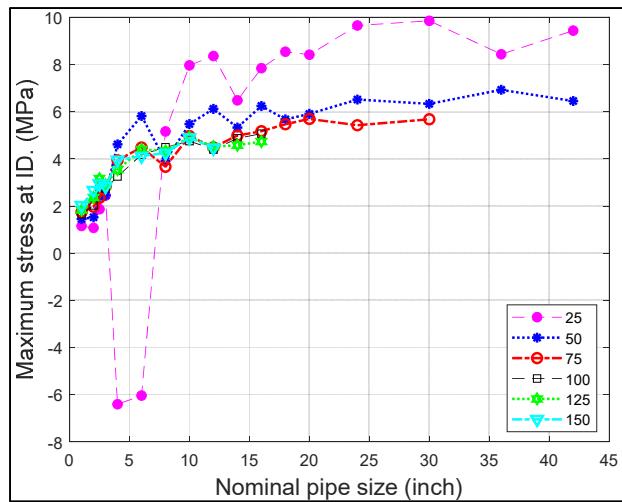


Figure 4.15 Maximum tangential stress in hub at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size

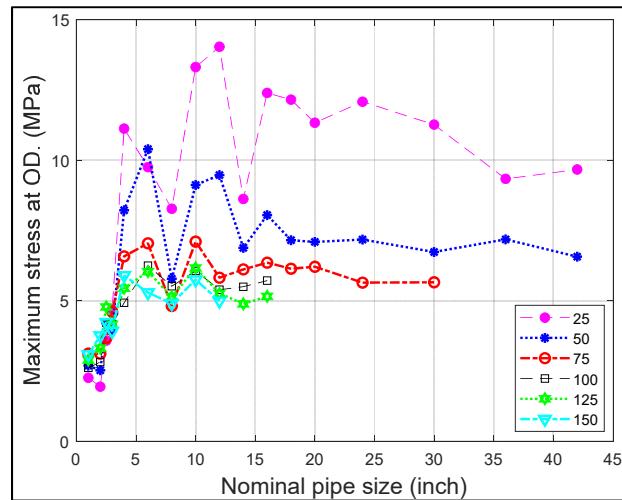


Figure 4.16 Maximum tangential stress in hub at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size

Figures 4.17 to 4.20 show the values of the maximum longitudinal stress in the hub at the inside and outside diameters for both bolt-up and pressurization conditions for all NPS and flange classes. The stresses are compressive at the inside surfaces and tensile at the outside surfaces for both phases with higher values obtained for NPS 10 and 12 in the 25 class. The maximum

longitudinal stress is just under  $\pm 50$  MPa for the NPS 12 class 25 at both the inner and outer surfaces in both operating conditions. Similar to the tangential stress, both 25 and 50 psi classes stress values are considerably higher in comparison to the 75 to 150 classes. The maximum longitudinal stress values for class 75 and over are all below  $\pm 34$  MPa. It is worth noting that the results of the stresses in the hub are obtained with initial bolt stress of 10 ksi which may be high for the 25 and 50 classes and a low bolt-up is recommended for these two classes.

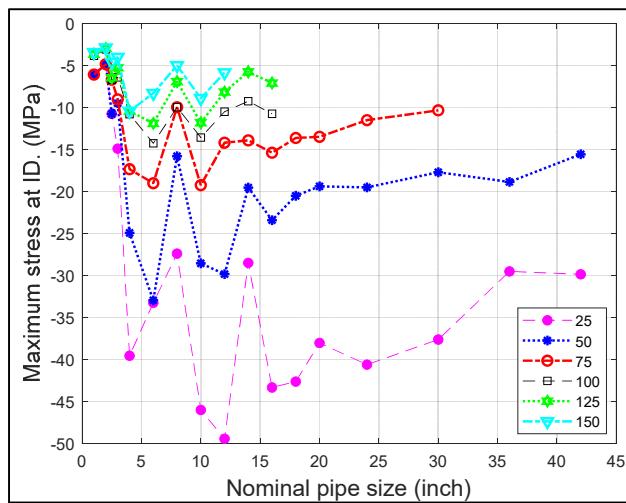


Figure 4.17 Maximum longitudinal stress in hub at ID. During bolt-up vs. Nominal pipe size

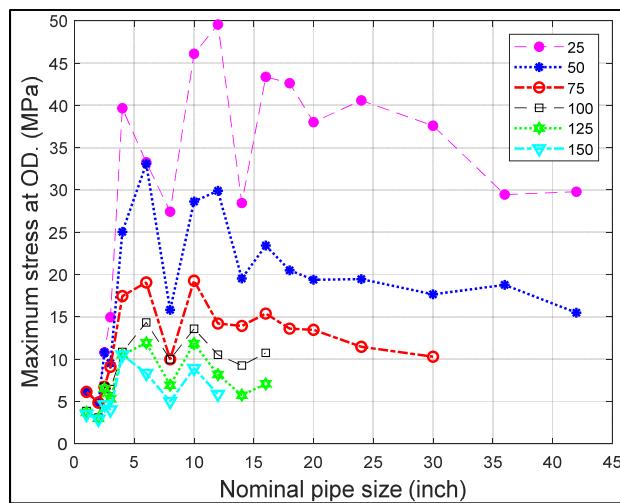


Figure 4.18 Maximum longitudinal stress in hub at OD. During bolt-up vs. Nominal pipe size

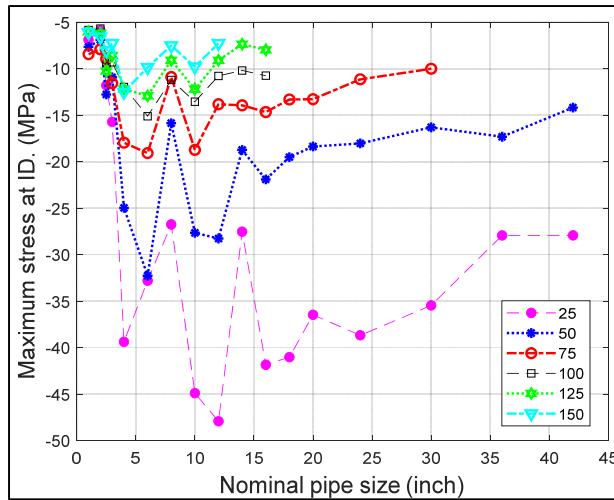


Figure 4.19 Maximum longitudinal stress in hub at ID. During pressurization vs. Nominal pipe size

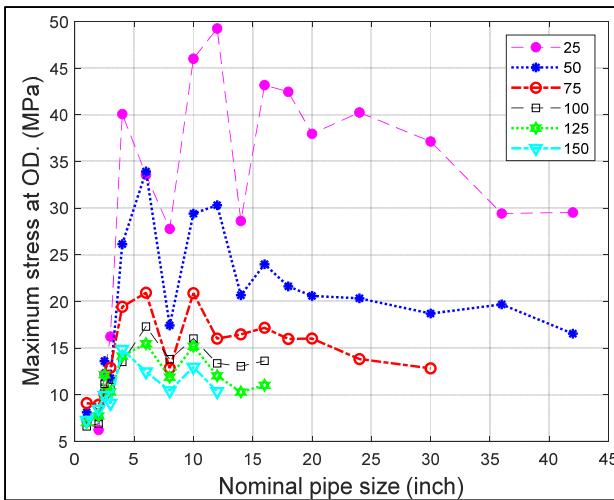


Figure 4.20 Maximum longitudinal stress in hub at OD. During pressurization vs. Nominal pipe size

Figures 4.21 to 4.24 show that the maximum tangential stress values in the shell at the inside and outside surfaces for both bolt-up and pressurization conditions for all NPS and flange classes. In general, the maximum tangential stress increases gradually with the flange size and the highest values are found at the outer surface during bolt-up and pressurization with the latter around twice higher for all sizes and classes. The maximum is found in the NPS 30 class

25 with a value below 14 MPa. The general behavior trend shows that the tangential stress distributions of most classes are more or less regrouped except the class 50 showing higher stresses.

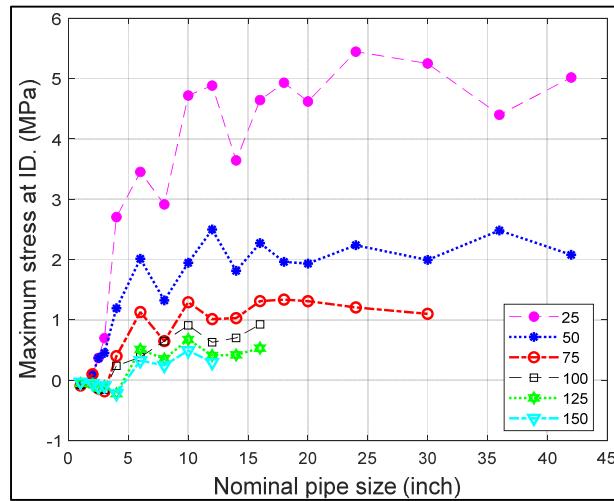


Figure 4.21 Maximum tangential stress in shell at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size

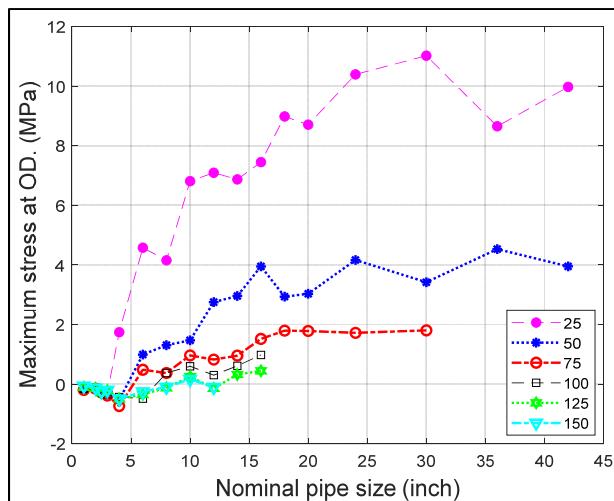


Figure 4.22 Maximum tangential stress in shell at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size

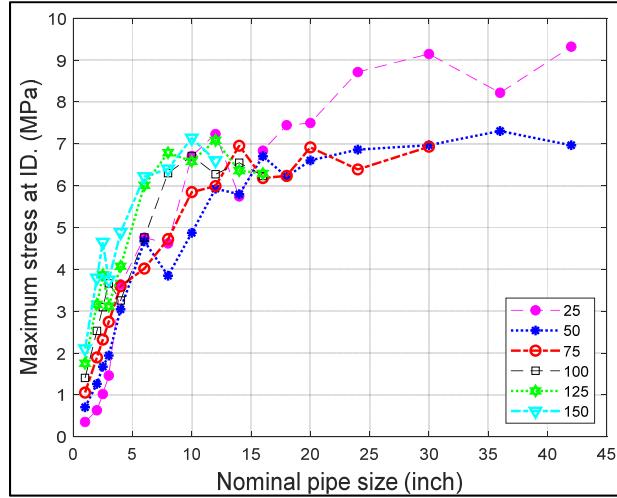


Figure 4.23 Maximum tangential stress in shell at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size

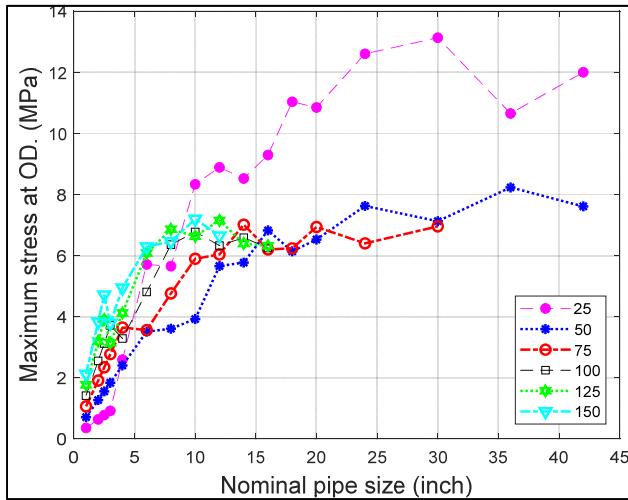


Figure 4.24 Maximum tangential stress in shell at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size

Figures 4.25 to 4.28 show the maximum longitudinal stress in the shell at the inside and outside surfaces for both bolt-up and pressurization conditions for all NPS and flange classes. The stress is mostly compressive at the inner and tensile at the outer surfaces especially for bigger

NPS sizes and classes. During bolt-up the stress distributions at the inner and outer surfaces are practically symmetrical with tensile at the inner surface and compressive at the outer surface indicating the edge moment contribution is predominant. The longitudinal stresses are within  $\pm 17$  MPa much lower than the stresses in the hub. During the pressurization phase, there is a decrease of the maximum longitudinal stress in comparison with the bolt-up phase at the inside radius while there is a slight increase at the outer surface. Again, the class 25 has relatively higher longitudinal stresses. The change from maximum compressive longitudinal stress in the class 25 at the inner surface during pressurization is due to the fact that its location is sometimes at the junction with the hub and sometimes away from the junction.

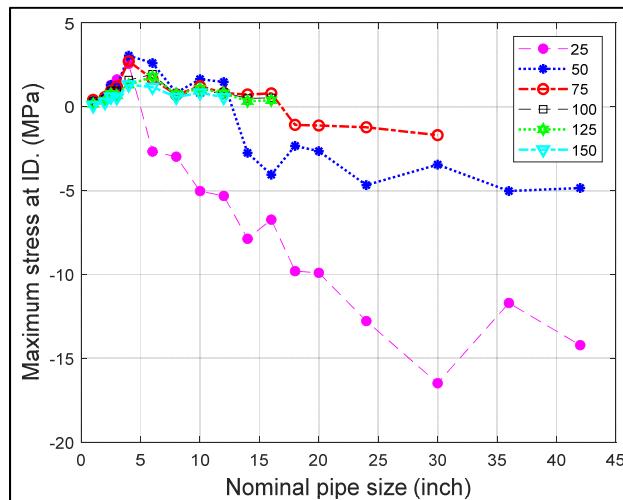


Figure 4.25 Maximum longitudinal stress in shell at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size

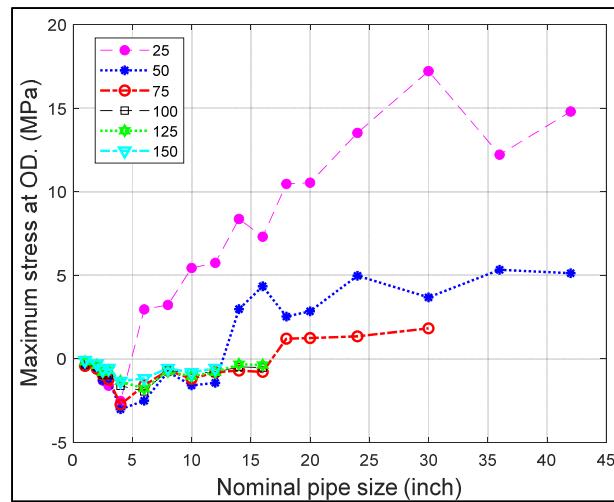


Figure 4.26 Maximum longitudinal stress in shell at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size

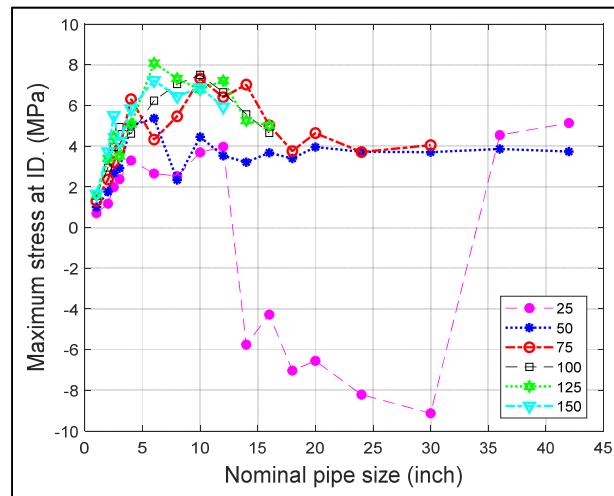


Figure 4.27 Maximum longitudinal stress in shell at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size

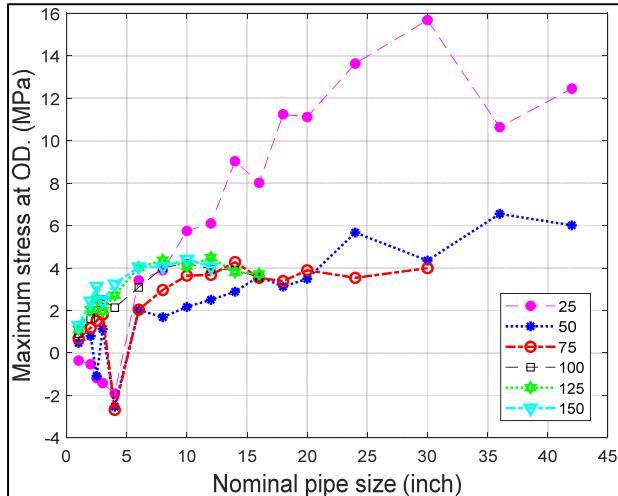


Figure 4.28 Maximum longitudinal stress in shell at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size

Figures 4.29 and 4.32 show that the maximum tangential stress values in the ring at the inside and outside surfaces for both bolt-up and pressurization conditions for all sizes and flange classes. The maximum stress values are compressive and are slightly higher during bolt-up but without exceeding 22 MPa.

The radial expansion of the ring due to the application of pressure is the cause as it relieves some stress. Nevertheless, the small size of NPS 4 to 12 of class 25 are the most stressed flange rings. One can also note that the tangential stress at the ring inside surface is higher than at the outer surface.

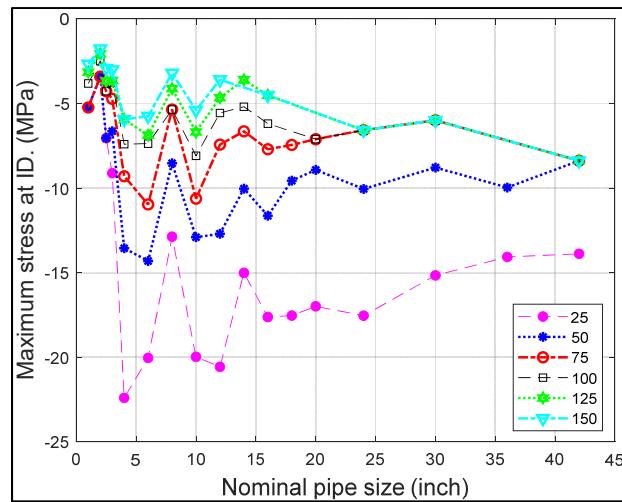


Figure 4.29 Maximum tangential stress in ring at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size

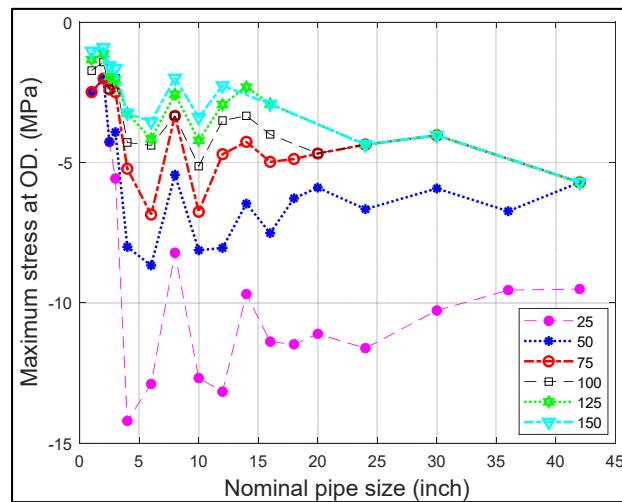


Figure 4.30 Maximum tangential stress in ring at OD. during bolt-up vs. Nominal pipe size

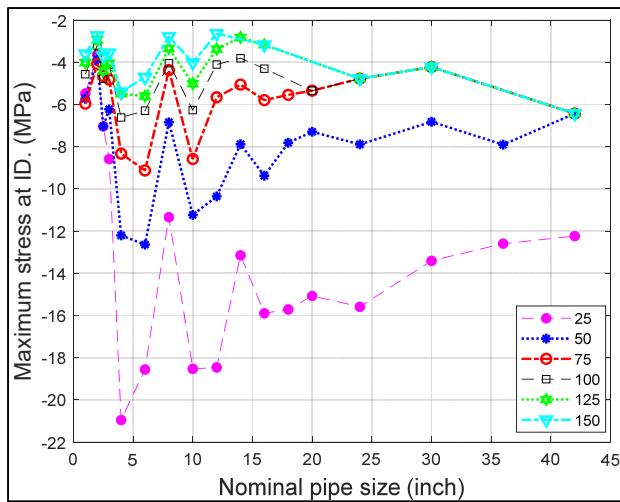


Figure 4.31 Maximum tangential stress in ring at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size

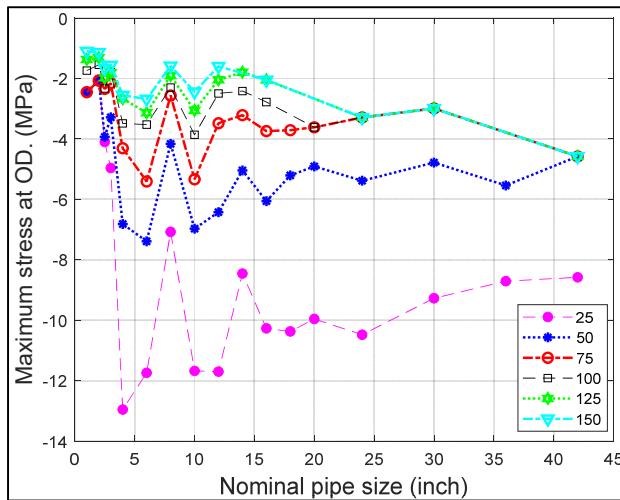


Figure 4.32 Maximum tangential stress in ring at OD. during pressurization vs. Nominal pipe size

Figures 4.33 and 4.34 show that the maximum radial stresses in the ring at the inside surfaces for both bolt-up and pressurization conditions for all NPS and flange classes. While at the outside surface this stress is zero, the edge moment at the junction with the hub is the cause of the radial stress at the inner surface even though the surface is free. This moment is assumed

to be applied at the edge of the ring considered as laminate plate subjected to bending. The edge moment combined with the bolt load generates a lot of bending in the ring causing the stresses to be rather high in case of small size flanges of class 25 and 50. The NPS 4 class 25 is the most critical with a stress of 58 MPa at the inside surface obtained during bolt-up.

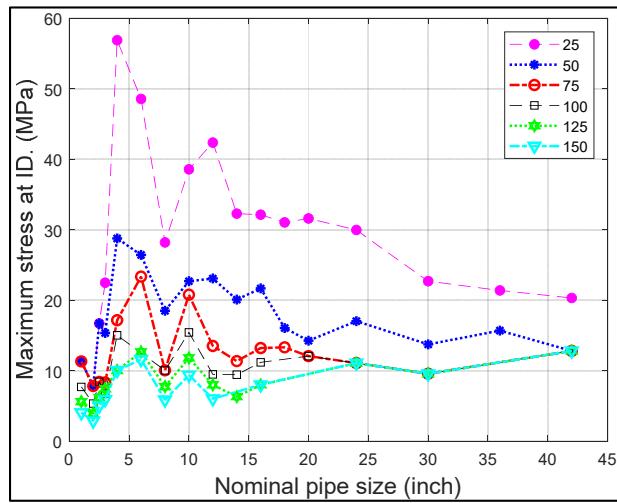


Figure 4.33 Maximum radial stress in ring at ID. during bolt-up vs. Nominal pipe size

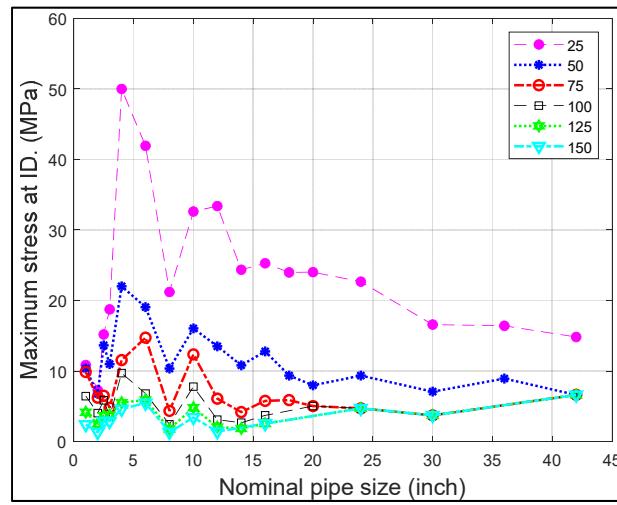


Figure 4.34 Maximum radial stress in ring at ID. during pressurization vs. Nominal pipe size

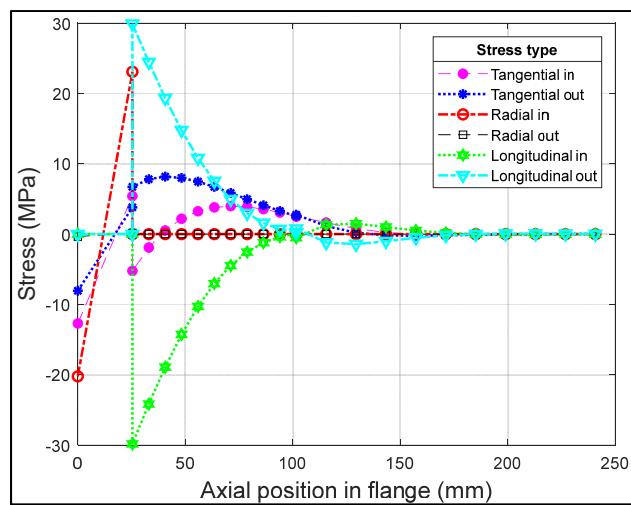


Figure 4.35 Stress distribution during bolt-up

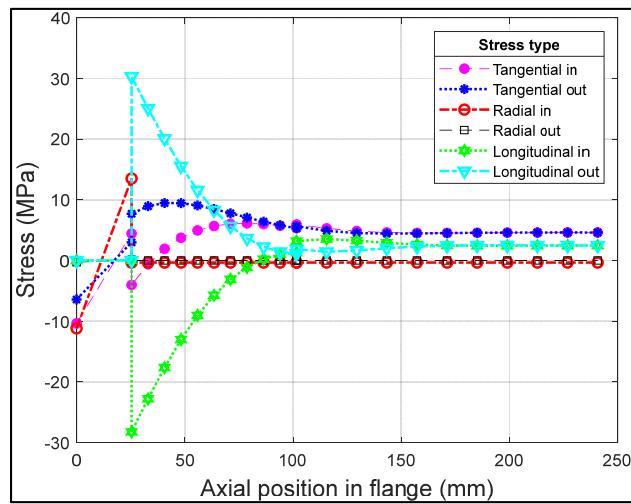


Figure 4.36 Stress distribution during pressurization

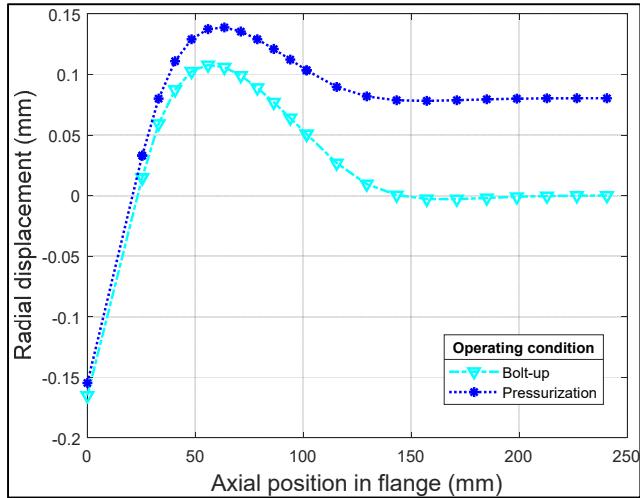


Figure 4.37 Radial displacement in flange

#### 4.7 Conclusion

This study presents a stress analysis of ASME section X FRP flanges with isotropic material although the developed theory treats anisotropy. The objective was to identify the most critical flanges by analyzing bolt and gasket stresses, flange rotation and the stresses in the hub, shell and flange ring. The study is motivated by some catastrophic failures that occurred with some FRP flanges.

After reviewing the results, the final bolt load is found to decrease in all cases with the more rigid flanges decreasing more. In addition, there is a significant decrease in the operating gasket contact stress and in particular for NPS 8 to 16 of classes 75, 100 and 150. This is due to the relative rigidity of the flange bolt and gasket which produce a contact stress below twice the pressure.

The stress distribution show that the higher size flanges and in particular the class 25 are highly stressed in comparison with other classes. This is because the initial bolt-up load of 10 ksi is relatively high for this class. In general, the maximum stress for this class is significantly higher than the other classes. The rotation of this class is also found higher. The second most

solicited class is class 50 although the stresses are not as alarming as those of class 25. As for class 75 to 150, they all show similar stress and rotation trend but with lower magnitude. It is to note that higher size flanges for the higher classes were not evaluated.

The magnitude of stress can be influenced by a few factors such as the type of stress, location, the radial location and the operating condition. For the case of the hub, typically the maximum tangential stresses are higher at the outer surface and during pressurization. The amplitude of maximum longitudinal stress is slightly higher during pressurization. The longitudinal stress is usually higher than the tangential stress in the hub and shell and is found higher at the outside surface of the flange. The radial stresses in the flange ring are moderate with the radial stress slightly higher than the tangential stress and in particular for the small size of classes 25 and 50.

Finally, the study shows that for the material considered, ASME Section X class 75 to 150 composite flanges have good strength. There is a concern with the lower classes and particularly class 25 where the rotations and stresses are relatively higher.



## CONCLUSION

Les PRF sont des matériaux de structure très complexe qui offre des propriétés intéressantes en fonction des processus de fabrication. Dans le domaine des réservoirs et tuyauteries sous pression des secteurs publics (réseaux de distribution d'eau potable et du gaz) et industriels (complexes chimiques, pétrochimique et nucléaire), les PRF offrent des résistances intéressantes à des environnements d'attaques chimiques et de corrosion.

Le problème de l'intégration des brides en PRF dans les différents codes tel que la Section X du code ASME vient du fait d'un manque de procédure spécifiquement conçue pour les matériaux composites. En général les normes et codes se basent sur ceux des métaux en modifiant le facteur de sécurité.

Cette étude cherche à valider l'intégrité structurelle des brides en PRF décrite dans la Section X du code ASME. Celle-ci utilise une modélisation analytique basée sur la théorie classique des stratifiés pour simuler des différents éléments d'un assemblage boulonné afin d'analyser les contraintes dans les brides de la section X du code ASME. L'objectif était d'identifier les brides les plus critiques en analysant les contraintes dans les boulons et le joint, la rotation des brides et les contraintes dans la collerette, la coque et l'anneau de la bride. L'étude a est motivée par des défaillances catastrophiques qui se sont produites avec certaines brides en PRF.

L'étude traite du comportement des brides en PRF soumis à une pression interne. L'étude paramétrique a été menée sur des brides de la section X du code l'ASME, tableau RD-620.1, comprenant les dimensions NPS de 1 à 48 et des classes 25, 50, 75, 100, 125 et 150. L'analyse paramétrique met en évidence les brides critiques en plastique renforcé de fibre de verre (PRF) fabriquée sous forme de stratifiés de résines d'ester vinylique et de divers types de renforts en fibre de verre.

Après la revue des résultats, on constate que la charge finale dans les boulons diminue dans tous les cas avec les brides les plus rigides diminuant davantage. En outre, on observe une diminution significative de la contrainte de contact sur le joint lors de l'application de la pression et en particulier pour les NPS 8 à 16 des classes 75, 100 et 150. La distribution des contraintes montre que les brides de taille supérieure et en particulier la classe 25 sont fortement sollicitées par rapport aux autres classes. Cela s'explique par le fait que la charge de la boulonnerie durant le serrage initial de 10 ksi (69 MPa) est relativement élevée pour cette classe.

En général, la contrainte maximale dans les brides de la classe 50 est significativement plus élevée par rapport aux autres classes. La rotation de la bride de cette classe est également plus élevée. La deuxième classe la plus sollicitée est la classe 50, bien que les contraintes ne soient pas aussi alarmantes que celles de la classe 25. Quant aux classes 75 à 150, elles montrent toutes une tendance similaire des niveaux de contrainte et de rotation, mais avec une magnitude plus faible. Il faut noter que les brides de grandes dimensions des classes supérieures ne sont pas traitées à cause du manque de spécification dans le code. La magnitude de la contrainte peut être influencée par quelques facteurs tels que le type de contrainte, l'emplacement, l'e déplacement radial et les conditions de fonctionnement.

Dans le cas de la collerette, les contraintes tangentielles maximales sont généralement plus élevées à la surface extérieure pendant la pressurisation. L'amplitude de la contrainte longitudinale maximale est légèrement plus élevée pendant la pressurisation. La contrainte longitudinale est généralement plus élevée que la contrainte tangentielle dans la collerette et la coque et trouve son maximum à la surface extérieure de la bride proche de leur jonction. Les contraintes radiales dans l'anneau de la bride sont modérées, la contrainte radiale étant légèrement plus élevée que la contrainte tangentielle et, en particulier, dans les cas suivants pour les brides de dimension petite des classes 25 et 50. Enfin, l'étude montre qu'en général pour le matériau considéré, les brides en composites de la Section X de l'ASME ont une bonne résistance excepté les classes inférieures et en particulier la classe 25.

Finalement, cette étude démontre qu'il y a un souci avec les brides des classes inférieures présentées dans le code ASME BPVC Section X et particulièrement la classe 25 pour laquelle les rotations et les contraintes sont relativement plus élevées. Cette étude couvre une variété de cas différent de taille de bride et pression selon le code de la Section X et des analyses par éléments finis et expérimentaux aideraient grandement à la validité des résultats. Plusieurs facteurs pourraient solidifier l'étude tels que prendre en considération l'optimisation des fibres et la courbure des fibres entre la collerette et l'anneau.



## RECOMMANDATIONS

L'étude effectuée ne prend pas en considération l'optimisation des fibres et le rayon de courbure des fibres entre la collerette et l'anneau.

Afin de confirmer les résultats qui s'avèrent critiques, des études par éléments finis et expérimentaux devraient être effectuées.

Les résultats des contraintes sur le joint démontrent que, dans certains cas, les fuites pourraient être problématique et donc des essais expérimentaux devraient entrepris pour confirmation. En plus, l'effet de la charge des boulons lors du serrage initial serait alors un sujet à traiter dans les études ultérieures.

Le problème de la résistance en fatigue de brides en composite n'a pas été traité est donc pourrait faire part d'un projet futur. Le modèle analytique présenté dans cette thèse pourrait être étendu pour incorporer la relaxation de la charge causée par le fluage de la bride en composite.



## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Anonymous. 1979. *Modem Flanges Design*, Taylor Forge Inc., Engineering Department Bulletin No. 502, Chicago.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code. 2015. *Sections VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels Division 1*, The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code. 2015. *Sections X, Fiberglass Reinforced Plastic Pressure Vessels*. The American Society of Mechanical Engineers: New York.
- ASTM Standard D5421. 1995. *Specification for Contact Molded Fiberglass (Glass Fiber Reinforced Thermosetting Resin) Flanges*. ASTM International: West Conshohocken, PA.
- ASTM Standard D4024. 1995. *Specification for Machine Made Fiberglass (Glass Fiber Reinforced Thermosetting Resin) Flanges*. ASTM International: West Conshohocken, PA.
- BBS Voluntary Product Standard PS 15-69. 1966. *Custom Contact Molded Reinforced Polyester Chemical Resistant - Process Equipment*, U.S. Government Printing Office, Washington, DC.
- Blach, A. E. 1996. *Fiber Reinforced Plastic Bolted Flanged Connections*. Proceedings of the 8th International Conference on Pressure Vessel Technology, Vol. 2, Design and Analysis, Montreal: Canada. July, 1996, 301-306 p.
- Blach, A. E. and Sun L. 1990. *Fiber Reinforced Plastic Bolted Flanged Connections*. Proceedings, 2nd International Symposium on Fluid Sealing, La Baule, France, September: 1990, 445-457 p.
- Blach, A.E. and Hoa S. V. 1988. *The Effects of Pull-Back on Stresses in FRP Flanges*. Experimental Techniques, Vol. 12, 12-16 p.
- Blach, A. E. and Hoa S. V. 1987. *Bolted Flange Connections for Glass Fiber Reinforced Plastic Pipes and Pressure Vessels*. Proceedings 11th International Conference on Fluid, Sealing, Cannes, France, 642-661 p.
- Blach. A.E., Bazergui. A. and Baldur. R. 1986. *Full Face Gasketed Bolted Flange Connections*. Welding: Research Council, Bulletin 314.

- Bouzid A. and Chaaban A. 1993. *Flanged Joints Analysis: A Simplified Method Based on Elastic Interaction*, CSME Transactions, 17 (2), pp. 181-196.
- Bouzid A., Khazraiyanvafadar A. and Ngo A. D. 2021. *On the Modelling of Anisotropic Fiber Reinforced Composite Bolted Flanged Joints*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 061506-1.
- Bouzid A. and Galai H. 2011. *A New Approach to Model Bolted Flange Joints with Full Face Gaskets*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 133(2), 021402-6, doi.org/10.1115/1.4001920.
- Brownell, L.E. and Young, E.H. *Process equipment design: vessel design*. John Wiley & Sons, 1959.
- Canonico, D. 2022. « *The history of ASME's boiler and pressure vessel code* ». En ligne. < <https://www.asme.org/topics-resources/content/the-history-of-asmes-boiler-and-pressure> >.
- Composites, H. 2022. « *Glass fibre fabrics* ». En ligne. < <https://www.haufler.com/en/14/Glass-filament-fabrics.html> >.
- Dynaflow research group. 2011. *GRP Flanges design & assessment*, Rotterdam.
- Engineers, ASME. 2020. B16.5, *Pipe Flanges and Flanged Fittings*. ASME: 248.
- Estrada H. and Parsons I. D. 2002. *Design Procedures for an FRP Stub-Flange Joint*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 124(4), 397-404 p.
- Estrada H. and Parsons I.D. 1997. *A Fiber Reinforced Plastic Joint for Filament Wound Pipes: Analysis and Design*, Report N° UILU-ENG-97-2006. University of Illinois: Urbana, Illinois.
- FRP, H. M. 2022. « *FRP/GRP Pipe filament winding machine working process* ». En ligne. < <http://www.frpmachining.com/faqs/frpgrp-pipe-filament-winding-machine> >.
- Gornet, L. 2008. *Généralités sur les matériaux composites*. École Centrale de Nantes, Nantes : France.
- Khazraiyanvafadar A., Bouzid A. and Ngo A. D. 2020. *Analytical Modeling of FRP Hubbed Flanges*. Intl Journal of Pressure Vessel and Piping, 188, 1-13 p.
- Khazaraiyanvafadar A. 2019. *Analysis of Fiber Reinforced Plastic Bolted Flange Joints*. Ph.D,Dissertation, École de Technologie Supérieure, Montreal: Canada.

- Kurz H. and Roos E. 2012. *Design of Floating Type Bolted Flange Connections with GRP Flanges*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 89, 1-8 p.
- Lamit, L.G. *Pipe Fitting and Piping Handbook* Prentice Hall, Inc, 1984.
- Pipinbmart. 2020. « *Flange facing type and finish* » En ligne.  
< <https://www.pipingmart.com/blog/metals/different-types-of-flanges-used-in-piping-applications/> >.
- Reddy. J. N. 1984. *Energy and Variational Methods in Applied Mechanics*. John Wiley and Sons, Inc., 1984.
- Reddy. J.N. 1984. *A simple higher-order theory for laminated composite plates*. Journal of Applied Mechanics, 51, 745-752 p.
- Resin Systems, Inc. 1969. *NBS Voluntary Product Standard PS 15-69*. Product standards.
- Sölken. W. 2022. « *Welding neck flange* ». En ligne.  
< [https://www.wermac.org/flanges/flanges\\_welding-neck\\_socket-weld\\_lap-joint\\_screwed\\_blind.html](https://www.wermac.org/flanges/flanges_welding-neck_socket-weld_lap-joint_screwed_blind.html) >.
- Sun, L. 1995. *Bolted Flanged Connections Made of Fiber Reinforced Plastic Materials*. Ph.D. Dissertation, Concordia University, Montreal: Canada.
- Swift. K.G and Booker. J. D. In *Manufacturing Process Selection Handbook*, 2013.
- Tao, G., Liu, Z., Ly, M.Y. and Chen, S. 2011. *Research on manufacture and test of advanced composite material flange*. Open Mechanical Engineering Journal, 5, 87-96 p.
- Texonic. 2022. « *Fiber properties* » En ligne.  
< <https://texonic.net/en/tableau/technical/> >.
- Tsai S.W., 1968, *Strength Theories of Filamentary Structures*, Fundamental Aspects of Fiber Reinforced Plastic Composites, edited by Schwartz R.T. and Schwartz H.S., Wiley-Interscience, New York. ISBN: 0470766034
- Waters. E. O., Wesstrom. B.D, Rossheim. D. B. and Williams. F. C. 1937. *Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections*. Transactions of the ASME, 59, 161-169 p.
- Wikipedia. 2022. « *Exemples de compositions verrières* » En ligne.  
< [https://fr.wikipedia.org/wiki/Fibre\\_de\\_verre](https://fr.wikipedia.org/wiki/Fibre_de_verre) >.

Yang, C. 2000. *Design and analysis of composite pipe joints under tensile loading*. Journal of Composite Materials, 34(4), 332-349 p.