

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	6
1.1 Introduction.....	6
1.2 Les valves.....	7
1.2.1 Fonctionnement des valves.....	7
1.2.2 Différentes familles de valves.....	8
1.2.3 Étanchéité des valves.....	10
1.3 La garniture à tresses .....	11
1.4 Revue bibliographique.....	13
1.4.1 Introduction.....	13
1.4.2 Modèles analytiques.....	13
1.4.2.1 Comportement général de la garniture.....	13
1.4.2.2 Relaxation de la garniture .....	18
1.4.3 Études expérimentales .....	22
1.4.3.1 Introduction.....	22
1.4.3.2 Essais de caractérisation mécanique du presse-étoupe .....	23
1.4.3.3 Détermination des caractéristiques viscoélastiques des garnitures à tresses.....	27
1.4.3.4 Essais de fuite .....	29
1.4.4 Analyses par éléments finis .....	30
1.4.5 Conclusions.....	33
1.4.6 Objectifs de la thèse.....	35
CHAPITRE 2 ANALYTICAL EVALUATION OF STRESSES AND DISPLACEMENTS OF STUFFING-BOX PACKING BASED ON A FLEXIBILITY ANALYSIS.....	37
2.1 Introduction.....	39
2.2 Background.....	40
2.3 Analytical model.....	41
2.4 Finite element model.....	47
2.5 Results and discussions.....	48
2.6 Conclusion .....	57
CHAPITRE 3 SHORT TERM RELAXATION MODELING OF VALVE STEM PACKINGS.....	58
3.1 Introduction.....	59
3.2 Background.....	61
3.3 Analytical model.....	64
3.4 Finite Elements Model.....	66
3.5 Results and discussions.....	68

3.6	Conclusion .....	76
CHAPITRE 4 AN EXPERIMENTAL-NUMERICAL PROCEDURE FOR STUFFING BOX PACKING CHARACTERIZATION AND LEAK TESTS .....		
4.1	Introduction.....	79
4.2	Packing test bench.....	83
4.3	Packing characterization procedure .....	86
	4.3.1 Finite element model study.....	86
	4.3.2 Calculation approach .....	87
4.4	Results and discussions.....	90
4.5	Conclusion .....	101
CHAPITRE 5 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE.....		
5.1	Introduction.....	102
5.2	Description du banc d'essais.....	103
	5.2.1 Montage du presse-étoupe .....	104
	5.2.2 Circuit de pressurisation .....	106
	5.2.3 Circuit de mesure des fuites.....	107
	5.2.4 Bloc mesure, acquisition et contrôle.....	110
5.3	Programme des essais .....	111
5.4	Résultats des essais .....	113
	5.4.1 Essais de compression.....	113
	5.4.2 Essais de fuite .....	119
	5.4.2.1 Comparaison du comportement du graphite flexible et du Téflon	120
	5.4.2.2 Déformations tangentielles du boîtier.....	124
	5.4.2.3 Effet du nombre d'anneaux de la garniture.....	128
5.5	Conclusion .....	131
CONCLUSION.....		
RECOMMANDATIONS .....		
ANNEXE I INTERFACES DU PROGRAMME LABVIEW.....		
ANNEXE II MODÈLES DE L'ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS.....		
ANNEXE III PROGRAMMES ANSYS .....		
BIBLIOGRAPHIE.....		

## LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 1.1	Caractéristiques de deux tresses de la compagnie Robco inc. ....	12
Tableau 1.2	Données relatives à la figure 1.11 .....	25
Tableau 2.1	Stuffing-box components material characteristics.....	42
Tableau 2.2	Comparison between Analytical and FE models .....	49

## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Robinets à déplacement linéaire de l'obturateur.....	9
Figure 1.2	Robinets à déplacement angulaire de l'obturateur.....	9
Figure 1.3	Schéma d'une valve à guillotine.....	10
Figure 1.4	Détail du fonctionnement des tresses.....	11
Figure 1.5	Tresse composée principalement de Téflon.....	11
Figure 1.6	Schéma d'un presse-étoupe.....	14
Figure 1.7	Modèle des contraintes appliquées sur un élément de la tresse.....	15
Figure 1.8	Courbe typique de fluage.....	19
Figure 1.9	Modèle viscoélastique.....	21
Figure 1.10	Montage expérimental de Ochnski.....	24
Figure 1.11	Distributions des contraintes radiales.....	25
Figure 1.12	Montage expérimental de Tashiro et al.....	28
Figure 1.13	Contraintes de relaxation A1 ( $P_z = \sigma_x$ ).....	28
Figure 2.1	Packed stuffing-box.....	39
Figure 2.2	Analytical model.....	42
Figure 2.3	FE model of stuffing box packing.....	48
Figure 2.4	Lateral pressure coefficients ratio vs gland axial stress.....	49
Figure 2.5	Inside lateral pressure coefficient.....	50
Figure 2.6	Lateral pressure coefficient ratio.....	51
Figure 2.7	FE axial displacements for five packing rings.....	52
Figure 2.8	Analytical axial displacements for six packing rings.....	52
Figure 2.9	Analytical and FE packing axial displacements for $\sigma_D = 50$ MPa.....	53

Figure 2.10	Analytical and FE packing axial displacements for $\sigma_D=35$ MPa.....	53
Figure 2.11	FE packing axial displacement for $\sigma_D=35$ MPa.....	54
Figure 2.12	Radial contact stresses $q_i$ and $q_o$ . ....	55
Figure 2.13	Superimposed radial contact pressure distributions.....	56
Figure 2.14	Radial contact stress for $\sigma_D=10$ MPa and $\mu=0.20$ . ....	56
Figure 3.1	Packed stuffing-box. ....	60
Figure 3.2	Packing model under load.....	62
Figure 3.3	A generalized Maxwell model. ....	66
Figure 3.4	FE model of stuffing box packing. ....	67
Figure 3.5	Finite element ID, MD and OD axial stress relaxation.....	69
Figure 3.6	Finite element radial contact stresses relaxation.....	69
Figure 3.7	Comparison of axial stress variation with time.....	70
Figure 3.8	Comparison of radial contact pressure variation with time. ....	71
Figure 3.9	Relaxation of the gland compression stress from 50 MPa.....	72
Figure 3.10	Relaxation of axial stress at three different axial positions. ....	72
Figure 3.11	Relaxation of radial contact stress $q_i$ at three different position. ....	73
Figure 3.12	Comparison of lateral pressure coefficients.....	74
Figure 3.13	Comparison of lateral pressure coefficients ratio. ....	74
Figure 3.14	Radial displacement at the packing ID and OD.....	75
Figure 4.1	FG and PTFE packing rings.....	80
Figure 4.2	The stuffing box packing test bench. ....	85
Figure 4.3	Schematic of the test bench.....	85
Figure 4.4	Housing FE model. ....	87
Figure 4.5	Compression test.....	91

Figure 4.6	Hoop strain at housing OD for FG packing.....	91
Figure 4.7	Experimental hoop strain at Housing OD.....	92
Figure 4.8	FE hoop strain at housing OD.....	93
Figure 4.9	Relationship between hoop strain and $\sigma_r$ .....	94
Figure 4.10	Lateral pressure coefficient for FG and PTFE.....	95
Figure 4.11	Material characteristics for FG packing.....	96
Figure 4.12	Material characteristics for PTFE packing. ....	96
Figure 4.13	Leakage test with four FG packing rings.....	98
Figure 4.14	Leakage test with four PTFE packing rings.....	98
Figure 4.15	Hoop strain variation.....	99
Figure 4.16	Axial displacement vs axial compressive stress. ....	100
Figure 4.17	The packing rings number effect on the leak rate.....	100
Figure 5.1	Schéma du banc d'essai .....	103
Figure 5.2	Le banc d'essais.....	104
Figure 5.3	Montage du presse-étoupe. ....	105
Figure 5.4	Circuit de pressurisation. ....	107
Figure 5.5	Circuit de mesure des fuites.....	109
Figure 5.6	Anneaux en GF et PTFE.....	112
Figure 5.7	Essai de compression du graphite flexible.....	114
Figure 5.8	Essai de compression du PTFE.....	115
Figure 5.9	Déformations tangentielles dans le cas du graphite.....	116
Figure 5.10	Déformations tangentielles dans le cas du téflon.....	116
Figure 5.11	Déformations tangentielles vs la charge de compression (GF). ....	117
Figure 5.12	Déformations tangentielles vs la charge de compression (PTFE). ....	117

Figure 5.13	Variation de la déformation en fonction de la charge axiale (GF). ....	118
Figure 5.14	Variation de la déformation en fonction de la charge axiale (PTFE). ....	119
Figure 5.15	Taux de fuite pour le graphite flexible.....	120
Figure 5.16	Taux de fuite pour le Téflon. ....	121
Figure 5.17	Liquide de la garniture en PTFE.....	122
Figure 5.18	Variation des déplacements axiaux en fonction de la pression (GF).....	123
Figure 5.19	Variation des déplacements axiaux en fonction de la pression (PTFE)...	123
Figure 5.20	Déformation tangentielle au rayon extérieur du boîtier (GF). ....	124
Figure 5.21	Déformation tangentielle au rayon extérieur du boîtier (PTFE). ....	125
Figure 5.22	Effet de $p$ sur les déformations tangentielles. ....	126
Figure 5.23	Effet de $p$ et $\sigma_D$ sur les déformations (FG). ....	127
Figure 5.24	Effet de $\sigma_D$ sur les déformations (PTFE). ....	128
Figure 5.25	Taux de fuite pour deux anneaux en graphite.....	129
Figure 5.26	Taux de fuite pour un anneau en graphite.....	130
Figure 5.27	Comparaison des fuites pour un, deux ou quatre anneaux.....	130
Figure 5.28	Effet du nombre d'anneaux sur les fuites. ....	131

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

$\alpha_j$	Module relatif de relaxation de la garniture
$\beta$	Paramètre de la garniture ( $\text{mm}^{-1}$ )
$\varepsilon$	Déformation axiale
$\varepsilon_p$	Déformation plastique
$\varepsilon_o$	Déformation initiale
$\varepsilon_c$	Déformation en fluage (creep strain)
$\eta_j$	Viscosité (MPa.s)
$\mu_i$	Coefficient de frottement à l'interface tige-garniture
$\mu_o$	Coefficient de frottement à l'interface garniture-boîtier
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\kappa$	Indice de gonflement
$\lambda$	Indice de compression
$\sigma_x$	Contrainte axiale de compression à une position axiale x (MPa)
$\sigma_D$	Contrainte axiale de compression à la surface supérieure de la garniture (MPa)
$\sigma_o$	Contrainte axiale initiale à la surface supérieure de la garniture (MPa)
$\sigma_r$	Contrainte radiale (MPa)
$\sigma_\theta$	Contrainte tangentielle (MPa)
$\sigma_l$	Contrainte axiale (MPa)
$\tau_j$	Temps relatif de relaxation (sec)
$a_j$	Coefficients de calcul ( $j=1, 2, 3, 11$ ou $22$ )
$C_1, C_2$	Constantes de Mooney-Rivelin (MPa)
$d$	Diamètre intérieur de la garniture, $D=2R_2$ (mm)
$D$	Diamètre extérieur de la garniture, $d=2R_1$ (mm)
$E$	Module d'élasticité longitudinal ou module de Young (MPa)
$F_{\text{frott}}$	Force de frottement entre la tige et la garniture (N)
$G$	Module de cisaillement ou module de Colomb (MPa)
$K_i$	Coefficient de transmission de la pression latérale à l'interface tige-garniture
$K_o$	Coefficient de transmission de la pression latérale à l'interface garniture-boîtier
$l$	Longueur totale de la garniture (mm)
$L_R$	Taux de fuite (ml-s)
$Y$	Rapport des rayons intérieur et extérieur ( $R_i/R_o$ )
$q$	Contrainte radiale de contact (MPa)
$q_i$	Contrainte radiale de contact à l'interface tige-garniture (MPa)
$q_o$	Contrainte radiale de contact à l'interface garniture-boîtier (MPa)
$p$	Pression du fluide (gaz ou liquide) (MPa)
$R_1$	Rayon intérieur de la garniture (mm)
$R_2$	Rayon extérieur de la garniture (mm)
$t$	Temps (sec)
$T$	Température ( $^{\circ}\text{C}$ )
$x$	Position axiale (mm)



u	Déplacement radial (mm)
w	Déplacement axial (mm)

### Indice et/ou exposant

h	Référence au boîtier (housing)
i	Référence à la position intérieur (inside)
j	Indice d'ordre
o	Référence à la position extérieur (outside)
p	Référence à la garniture (packing)
s	Référence à la tige (stem)

### Acronymes

API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
EPA	Environmental Protection Agency
ISO	International Organisation for Standardization
FG	Graphite expansé
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
HP	Haute pression

## INTRODUCTION

L'une des préoccupations internationales actuelles est la protection de l'environnement contre les émissions industrielles produites par les industries chimiques, pétrochimiques et nucléaires. Cette inquiétude a donné naissance à plusieurs organismes et institutions gouvernementales aux niveaux nationaux et internationaux pour contrôler et réguler la production des émissions fugitives. Environnement Canada, le Comité Air Issue de l'Alliance Canada de la Technologie du Pétrole (PTAC) et l'agence Américaine de protection de l'environnement (EPA) sont des organismes gouvernementaux qui régissent les normes en matière de protection de l'environnement.

Les émissions industrielles sont classées en deux catégories. La première catégorie englobe les émissions contrôlées qui sont dégagées lors de la production. Ces émissions sont contrôlables puisqu'elles dépendent de l'amélioration du procédé industriel de production. La deuxième catégorie est les émissions fugitives non contrôlées qui sont produites par les fuites dans les équipements industriels et en particulier les conduites et réservoirs sous-pression, les valves et les compresseurs.

Pour évaluer l'ampleur des fuites, on cite l'exemple de l'étude que la compagnie BP Chemicals de Middlesex en Angleterre a menée pour réduire les fuites de ses installations de 50% entre 1990 et 1997 (Barrie K., 1995). L'étude a permis de chiffrer une perte annuelle de 18000 tonnes en produits. Les investigations ont indiqué que dans une raffinerie pétrochimique typique, les émissions au niveau des tiges de valves pourraient atteindre jusqu'à 70% des émissions fugitives produites par les procédés.

En général, les installations utilisant les équipements mécaniques pressurisés sont en permanence sujettes à des fuites d'intensités variables. Quand ces fuites dépassent des limites acceptables, elles peuvent provoquer des accidents, des arrêts d'unités de production qui engendrent donc des pertes économiques considérables. Les valves font partie de ce type de composantes mécaniques dont la partie la plus sensible est la garniture du presse-étoupe. Le

comportement mécanique d'un assemblage presse-étoupe et les paramètres influençant son étanchéité n'ont pas fait l'objet d'études poussées. En effet, il n'existe d'ailleurs aucune procédure de conception pour le choix et le dimensionnement des différents éléments d'un assemblage presse-étoupe.

Un assemblage presse-étoupe est défini comme étant l'ensemble des éléments d'une valve qui empêche le fluide confiné à l'intérieur de ne pas s'échapper vers l'extérieur et donc assure son étanchéité. Il est l'élément névralgique de la valve et représente un des maillons les plus faibles d'un système pressurisé. Un mauvais choix ou une mauvaise utilisation de ses éléments peut causer des fuites inacceptables. C'est pourquoi la connaissance du comportement des différents éléments du presse-étoupe est essentielle pour répondre aux exigences des normes de protection, de la santé et de la sécurité. En effet, ces exigences sont devenues une préoccupation mondiale suite aux nombreuses émissions fugitives, ayant causé en plus des accidents et des explosions, la contamination de l'environnement dans plusieurs pays.

Le presse-étoupe est constitué de la tige, du boîtier, du fouloir et de la garniture qui est l'élément le plus critique de l'assemblage. Historiquement, l'amiante était le matériau de premier choix de la garniture de presse-étoupe servant à étancher le fluide confiné et ainsi éliminer les fuites vers l'atmosphère. Ce matériau, autrefois trouvé en abondance était utilisé pour l'isolation et les applications à haute température. Ainsi, l'amiante a des propriétés intéressantes telles que l'étanchéité et par conséquent, elle a été très convoitée par les fabricants des joints d'étanchéité depuis plusieurs décennies. Au cours de ces longues années, une expérience inégalée a été établie par les fabricants et les utilisateurs de ce matériau. Plus récemment, avec la tendance d'abandonner l'utilisation des fibres d'amiante, à cause de leur effet cancérigène, une nouvelle génération de produits de remplacement sans-amiante tels que le graphite et le téflon a été développée par les fabricants des joints d'étanchéité. Cet état de fait a généré un bouleversement sans précédent des normes relatives à la caractérisation, l'utilisation et la fabrication des nouveaux matériaux et bâtir par la suite une expérience comparable à celle accumulée par l'utilisation de l'amiante.

## Problématique

Dans les installations industrielles de production, plusieurs types de valves de différentes dimensions sont utilisés pour contrôler la circulation des fluides. La défaillance d'un élément de la valve peut avoir des conséquences majeures sur l'environnement et les humains en plus de causer des pertes économiques substantielles dues aux arrêts de production. Dans la majorité des cas, la défaillance des valves est accompagnée par la perte d'étanchéité de la garniture du presse-étoupe. Selon le site internet du producteur de garniture de valves Fitex (2009), les coûts de réparation liés à la défaillance de la garniture sont répartis comme suit :

- 63 % pour les arrêts de production;
- 21 % pour les pertes de production;
- 13 % pour la main d'œuvre;
- 3 % pour le prix d'achat de la garniture.

Dans la plupart des cas, pour remédier au problème de fuite de valves, le resserrage des boulons du fouloir est suggéré comme première action à exécuter afin de ramener la contrainte de compression de la garniture à la valeur minimale suggérée par le fabricant. Dans le cas des fuites élevées, le remplacement de la garniture est la solution préconisée. Toutefois, ces solutions ne considèrent pas toutes les causes possibles. Celles-ci peuvent être regroupées en deux catégories de défaillance :

- La destruction physique de la garniture :
  - La dégradation de la garniture due au vieillissement produit par l'exposition à la température avec le temps;
  - L'usure par abrasion lors du glissement avec frottement sur la tige et le boîtier lors de l'ouverture et la fermeture de la valve;
  - L'écrasement excessif lors du serrage initial.
- La diminution de la charge de compression de la garniture causée par :
  - Le fluage de la garniture;

- Le changement des conditions de fonctionnement par rapport aux conditions de montage produites par la température et la pression du fluide.

Le contenu de ce travail est divisé en trois parties. Dans la première partie, un modèle analytique utilisant la théorie des cylindres à paroi épaisse est présenté afin d'estimer le coefficient de transmission radiale qui représente le rapport entre la pression de contact transmise et la contrainte de serrage. Ce coefficient permet aussi d'estimer la répartition des contraintes et des déformations le long de la tige et du boîtier de l'assemblage presse-étoupe. La relaxation des contraintes de la garniture est traitée dans la deuxième partie en supposant un comportement viscoélastique de la garniture. Dans la troisième partie, une approche hybride expérimentale-numérique a été développée afin de caractériser les garnitures à partir d'un essai de compression tridimensionnel effectué sur un banc d'essai simulant le comportement réel d'un assemblage presse-étoupe. Finalement, des essais de fuite ont été entrepris pour caractériser l'étanchéité de la garniture lorsque l'assemblage est pressurisé par un gaz.

Dans les trois parties, des modèles éléments finis ont été élaborés à l'aide du logiciel Ansys pour appuyer les modèles analytiques et les résultats des essais expérimentaux.

### **Plan de la thèse**

Ce rapport de thèse contient cinq chapitres. Le premier chapitre présente, dans sa première partie, des généralités sur les valves et leurs composantes. La deuxième partie présente l'état de l'art de l'étanchéité des valves en traitant essentiellement les problèmes associés au fonctionnement et à la modélisation des garnitures de presse-étoupe. Cette revue de littérature a permis d'identifier les volets qui ne sont pas encore explorés et qui nous ont aidés à orienter nos objectifs.

Les chapitres 2, 3 et 4 présentent les trois articles résumant notre apport scientifique quant à la caractérisation et la modélisation du comportement du presse-étoupe dans le but de réduire les émissions fugitives dans les valves au niveau de la conception. Le premier article intitulé “Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis” a été publié en juin 2009 dans la revue *Tribology International*, Volume 42, pp.980-986. Cet article propose un modèle analytique basé sur la théorie des cylindres à paroi épaisse pour calculer le coefficient de transmission de la pression latérale.

Le modèle développé dans le premier article et qui prend en considération l’interaction élastique entre les différents éléments de l’assemblage a été utilisé dans le deuxième article pour étudier la relaxation de la garniture du presse-étoupe. Ce deuxième article intitulé : “Short Term Relaxation Modeling of Valve Stem Packings” a été publié en juillet 2009 dans la revue *Journal of Tribology (ASME)*, Volume 131, pp. 032201-1 à 032201-6. Cet article utilise la méthode de l’analogie élastique et un modèle viscoélastique 3D pour caractériser la relaxation de la garniture du presse-étoupe après quelques heures de fonctionnement.

Les données utilisées dans les deux premiers articles sont extraites de la littérature et ne sont pas spécifiques aux garnitures de presse-étoupe. Le troisième article propose une approche hybride numérique-expérimentale pour déterminer ces caractéristiques mécaniques de deux types de garniture. Cet article intitulé “An Experimental-Numerical Procedure for Stuffing Box Packing Characterization” a été accepté en juillet 2010 à la revue *Journal of Tribology (ASME)*. Dans cet article, en plus de l’approche hybride expérimentale-numérique pour caractériser les garnitures de presse-étoupe, des essais de fuite sont exposés. Ces essais ont été réalisés sur deux types de tresses, une en graphite et l’autre en Téflon.

Une description détaillée du banc d’essais utilisé dans l’étude expérimentale est présentée dans le chapitre 5. L’exploitation des données expérimentales a permis de caractériser le comportement mécanique de la garniture du presse-étoupe et d’évaluer les fuites en fonction du niveau de serrage initial du fouloir et de la pression du fluide.

## CHAPITRE 1

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

#### 1.1 Introduction

Les valves sont utilisées dans pratiquement tous les secteurs industriels pour contrôler la circulation des fluides. La fiabilité et le rendement de ces équipements sont évalués, entre autres, par leur capacité de confinement, c'est-à-dire d'empêcher le fluide de s'infiltrer vers l'extérieur de l'équipement. Dans une valve, l'étanchéité au niveau de la tige et du boîtier est assurée par des joints anneaux superposés et comprimés, nommés aussi garnitures à tresses ou tresses, tout simplement.

Les tresses sont comprimées à l'aide d'une bague de pression, appelée aussi fouloir, qui exerce une charge uniformément répartie sur la face supérieure de la garniture et suivant la direction axiale de la tige. La déformation de la garniture engendre des contraintes radiales, ou pressions de contact, sur la paroi interne du boîtier et la paroi externe de la tige. Le degré de l'étanchéité de la valve dépend des valeurs de ces pressions de contact.

Actuellement, il n'existe aucun code de calcul qui régit la conception ou le choix des garnitures utilisées dans les valves. Par contre, une trentaine de normes sont développées pour la qualification des valves comme un assemblage (Smith P., 2004). Deux normes sont fréquemment citées et utilisées par les industriels pour les guider à réduire les émissions fugitives des valves existant dans leurs installations. Ce sont la norme internationale ISO 15848 (2003) et la norme API 622 (2003). La première norme ISO 15848, « Robinetterie industrielle - Émissions fugitives - Mesurage, essais et procédures de qualification », décrit une procédure d'essai pour l'évaluation des fuites vers l'extérieur s'infiltrant entre la tige et la garniture des valves. Sa première partie s'intéresse au système de classification et des procédures de qualification des appareils de robinetterie entièrement assemblés. La deuxième partie concerne le contrôle de qualité en production des valves standards pour lesquelles des normes des émissions fugitives sont appliquées. Le but de la deuxième norme, API 622, est

d'établir une procédure uniformisée pour l'évaluation de la performance de la garniture des valves. Cette procédure décrit une méthode pour évaluer le degré d'étanchéité de la garniture des valves indépendamment du fabricant. Cette procédure d'essai permet d'établir une base de comparaison des fuites et la performance de la garniture en fonction des cycles d'ouverture et de fermeture de la valve. Cette norme définit les conditions d'essais de la garniture et considère le niveau de fuite permis. Les facteurs pris en considération affectant les fuites sont la température, la pression et les cycles thermiques et mécaniques.

Plusieurs équipes de recherche ont essayé de définir le comportement de la garniture en proposant des modèles analytiques basés sur l'équilibre des forces et des moments réagissant sur un élément infinitésimal de la garniture. Les résultats de ces recherches ont été comparés et appuyés par des études expérimentales. Les modèles développés ne prennent pas en considération l'effet des conditions d'opération et de fonctionnement d'un presse-étoupe muni d'une garniture tressée.

L'objectif de ce chapitre est de présenter les études antérieures effectuées par d'autres chercheurs portant sur la caractérisation et la modélisation analytique et numérique du comportement d'un presse-étoupe muni d'une garniture à tresses. Dans un premier lieu, des généralités sur les valves et les garnitures à tresses sont présentées. Par la suite, une description détaillée des différents modèles analytiques existants régissant le comportement de la garniture, est donnée. À la fin, une revue globale des études expérimentales, élaborées par les différents chercheurs pour déterminer les paramètres principaux caractérisant les garnitures de presse-étoupe, est présentée.

## **1.2 Les valves**

### **1.2.1 Fonctionnement des valves**

Les valves sont des composantes mécaniques qui règlent le débit de l'écoulement ou la pression du fluide dans les systèmes d'écoulement des fluides avec ou sans pression. Cette



fonction est effectuée en ajustant la position du membre de fermeture dans la valve, appelé obturateur. Cet ajustement peut être réalisé manuellement ou automatiquement.

Une valve est composée, en général, d'une enveloppe, qui représente l'interface fluide-ambiance extérieure, d'un obturateur, qui actionne le passage du fluide, d'un système de raccordement à la tuyauterie et d'un système de commande de l'obturateur. La valve peut être utilisée soit pour l'ouverture et la fermeture ou pour le réglage du débit du fluide. Dans le premier cas, la valeur du débit du fluide est moins importante, par contre dans le deuxième cas cette valeur est primordiale.

Les qualités recherchées lors du choix d'une valve sont : la bonne fiabilité, l'interchangeabilité, la facilité de commande et de mise en place, le faible encombrement et la facilité de maintenance. Les principaux critères de choix des valves sont : la fonction à assurer, la nature du fluide, la température du fluide, la pression de service et les conditions de manœuvre.

### **1.2.2 Différentes familles de valves**

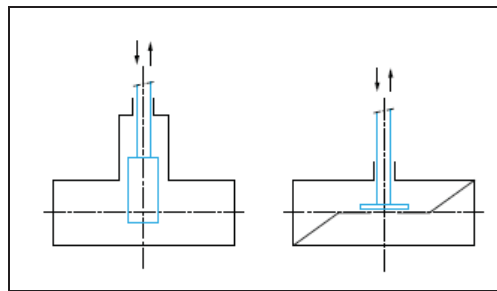
La commande de l'obturateur s'effectue par trois types de mouvements :

- Mouvement circulaire (tige tournante);
- Mouvement linéaire (tige montante);
- Mouvement hélicoïdal (tige tournante et montante).

En fonction du déplacement de l'obturateur, les valves sont classées suivant deux grandes familles :

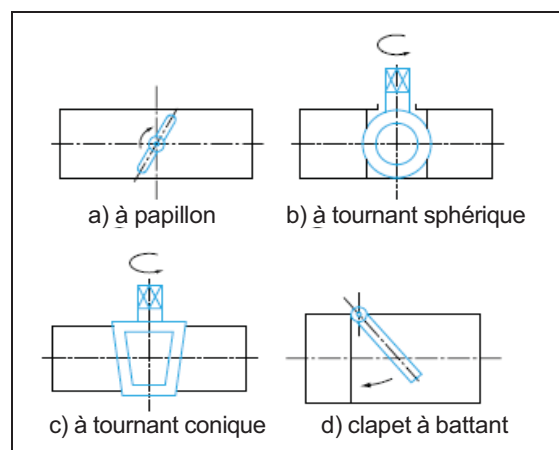
- Valves à déplacement linéaire de l'obturateur : (figure 1.1)
  - o Déplacement perpendiculaire au fluide :
    - Vanne murale;
    - Vanne à guillotine;
    - Vanne à membrane;

- Vanne à lunette;
- Vanne à manchon.
- Déplacement parallèle au fluide :
  - Soupape de sûreté;
  - Valve à piston;
  - ....
- Valves à déplacement angulaire de l'obturateur : (figure 1.2)
  - Vanne papillon;
  - Vanne à tournant sphérique;
  - Vanne à tournant cylindrique ou conique.



**Figure 1.1 Robinets à déplacement linéaire de l'obturateur.**

Tirée de Serin J. et al. (2000)



**Figure 1.2 Robinets à déplacement angulaire de l'obturateur.**

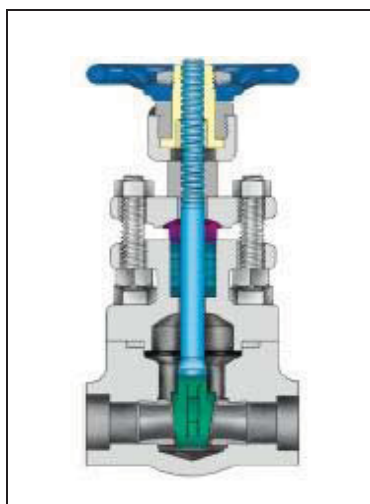
Tirée de Serin J. et al. (2000)

### 1.2.3 Étanchéité des valves

Dans une valve, on peut considérer deux types d'étanchéité :

- L'étanchéité interne, au niveau de l'obturateur, qui caractérise le bon fonctionnement de la vanne en fermeture;
- L'étanchéité vers l'extérieur, au niveau des raccordements avec la tuyauterie (étanchéité statique : joints de brides et de couvercles) et au niveau de la tige de la valve (étanchéité statique et dynamique).

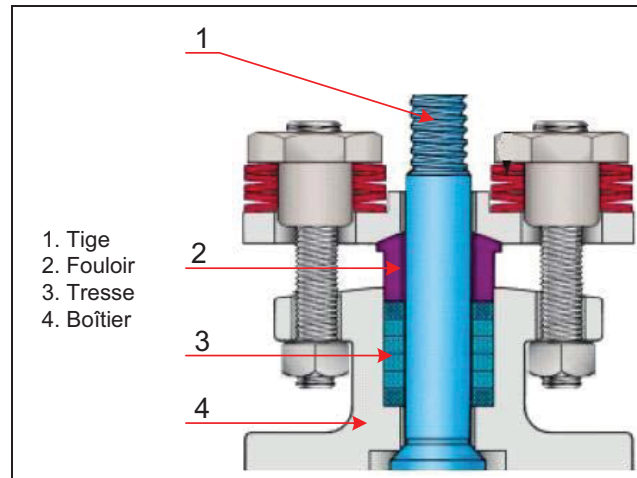
Dans notre travail, on s'intéresse à l'étanchéité statique au niveau de la tige et du boîtier des valves. Le moyen le plus classique et le plus utilisé pour assurer l'étanchéité extérieure des valves est le presse-étoupe. Ce système est utilisé quel que soit le type de mouvement de l'obturateur qui est solidaire à la tige de la valve.



**Figure 1.3** Schéma d'une valve à guillotine.

Les figures 1.3 et 1.4 présentent, successivement, les schémas d'une valve à guillotine et du presse-étoupe associé. Le presse-étoupe est constitué essentiellement de la tige, qui est l'axe principal de la valve. La tige peut avoir dans le cas général deux mouvements simultanés de rotation et de translation. Le deuxième élément est la bague de pression qui est appelée aussi le fouloir. Il comprime la garniture et par conséquent assure le contact permanent au niveau

des interfaces garniture-tige et garniture-boîtier. Le troisième élément est le boîtier qui est l'enveloppe du presse-étoupe qui est solidaire au corps de la valve. Le dernier élément est la garniture qui est constituée d'un empilement d'anneaux déformables. Elle remplit l'espace cylindrique entre la tige et le boîtier.



**Figure 1.4** Détail du fonctionnement des tresses.

### 1.3 La garniture à tresses

La garniture à tresses, utilisée dans les valves, est fabriquée à partir d'un matériau déformable et relativement incompressible, tel que le téflon, le graphite, l'amiante et certaines fibres synthétiques. Dans plusieurs applications, les tresses sont composées de différents matériaux tels qu'un mélange de téflon-graphite. En général, la forme de la section des tresses est rectangulaire, comme le montre la figure 1.5.



**Figure 1.5** Tresse composée principalement de Téflon.

La garniture à tresses est comprimée pour produire des pressions latérales de contact efficaces et suffisantes afin d'isoler le fluide existant à l'intérieur du corps de la valve de l'atmosphère extérieure. Les facteurs affectant le degré de l'étanchéité sont la charge de serrage appliquée par le fouloir pour comprimer la garniture, les caractéristiques mécaniques et géométriques des différents éléments de l'assemblage et l'état du fini des surfaces de contact de la tige et du boîtier avec la garniture. Cependant, les facteurs menaçant l'étanchéité du système sont le fluage-relaxation, l'usure, les gradients thermiques, le comportement non linéaire de la garniture et la dégradation du matériau de la garniture.

Le choix du type de la garniture à utiliser repose principalement sur la connaissance des conditions d'utilisation. Les facteurs qui ont une influence directe sur le type de tresses à choisir sont le fluide à contrôler, la résistance chimique, la température et la pression de fonctionnement. Le tableau 1.1 présente deux exemples de garniture avec les conditions limites d'utilisation.

Tableau 1.1 Caractéristiques de deux tresses de la compagnie Robco inc.  
(Tiré de [www.robco.com](http://www.robco.com))

	<b>Type de tresse</b>	
	Robco 1200	Robco 1120
<b>Limite de température</b>	-204 °C à 650 °C	-204 °C à 260 °C
<b>Limite de pression</b>	17.24 MPa	6.89 MPa à 204 °C 27.58 MPa à 23 °C
<b>Matériaux</b>	Graphite expansé et exfolié	Téflon

## **1.4 Revue bibliographique**

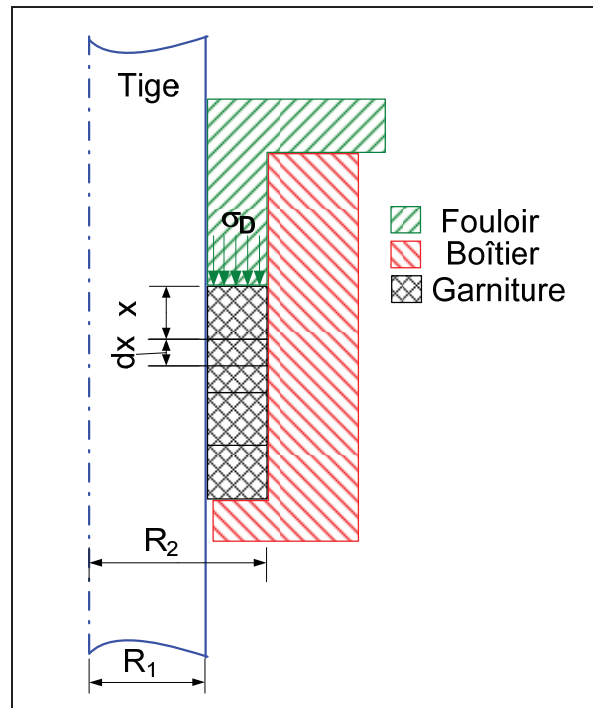
### **1.4.1 Introduction**

Même si le presse-étoupe est le système le plus ancien et le plus utilisé pour assurer l'étanchéité des valves, les premiers articles traitant le sujet de leurs comportements datent des années soixante. Dans cette partie, on passe en revue les plus intéressantes études traitant les différents aspects du comportement des éléments du presse-étoupe. Dans un premier temps, les modèles analytiques décrivant le comportement de la garniture du presse-étoupe seront présentés. Ensuite, on décrit les montages et les procédures d'expérimentation mis en œuvre pour caractériser les garnitures et pour valider les résultats des modèles analytiques décrits auparavant. À la fin de la revue, les études d'analyse par la méthode des éléments finis sont exposées.

### **1.4.2 Modèles analytiques**

#### **1.4.2.1 Comportement général de la garniture**

Le presse-étoupe est un assemblage conçu pour assurer l'étanchéité des valves. Il est composé de la tige qui est l'axe de commande de la valve, du boîtier, du fouloir et de la garniture. La figure 1.6 présente un schéma du presse-étoupe muni de garnitures à tresses dans les conditions de montage initial où l'arbre est stationnaire et la pression du fluide est nulle. L'écrasement de la tresse lors de l'application de la charge de serrage, produit par la contrainte de compression,  $\sigma_D$ , génère du frottement entre la tresse d'un côté et la tige et le boîtier de l'autre côté. Cet état de fait engendre une distribution non uniforme de la contrainte axiale,  $\sigma_x$ , et de la contrainte radiale de contact,  $q$ , le long de la tresse.



**Figure 1.6 Schéma d'un presse-étoupe.**

Plusieurs travaux de recherche ont proposé des équations pour définir les contraintes axiales et radiales. En 1957, Danny et al. (1957) ont trouvé que le rapport de la contrainte radiale par la contrainte axiale est constant. Ce rapport est appelé le coefficient de transmission de la pression latérale et défini par l'équation (1.1).

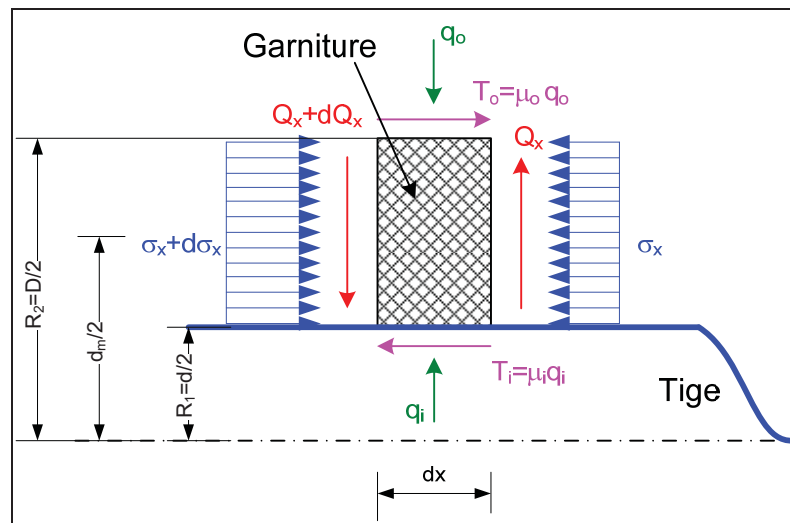
$$K = \frac{q}{\sigma_x} \quad (1.1)$$

W. Ochonski (1988) a proposé un modèle théorique pour déterminer la distribution de la contrainte radiale aux interfaces garniture-tige et garniture-boîtier dans le cas d'un arbre stationnaire et sans pression de fluide. Il a calculé aussi les forces de frottement dans les conditions opératoires.

Avec l'équilibre axial des forces qui agissent sur un élément de la tresse de longueur  $dx$ , figures 1.6 et 1.7, et en négligeant l'effet de cisaillement, Ochonski a démontré que la

contrainte axiale, à une position axiale donnée, varie suivant une loi exponentielle exprimée par l'équation suivante :

$$\sigma_x = \sigma_D e^{-\left[ \frac{2(\mu_i K_i R_1 + \mu_o K_o R_2)}{R_2^2 - R_1^2} \right] x} \quad (1.2)$$



**Figure 1.7** Modèle des contraintes appliquées sur un élément de la tresse.

En supposant que la contrainte radiale est proportionnelle à la contrainte axiale et selon l'équation (1.1), les contraintes radiales ou les pressions de contact aux interfaces garniture-tige et garniture-boîtier sont données respectivement par :

$$q_i(x) = K_i \sigma_x = K_i \sigma_D e^{-\beta x} \quad (1.3)$$

et

$$q_o(x) = K_o \sigma_x = K_o \sigma_D e^{-\beta x} \quad (1.4)$$

Avec

$$\beta = \frac{2(\mu_i K_i R_1 + \mu_o K_o R_2)}{R_2^2 - R_1^2} \quad (1.5)$$



A partir des équations (1.3) et (1.4), les pressions de contact varient le long de la garniture. Elles sont maximums au niveau du fouloir et minimums au niveau de l'autre extrémité du presse-étoupe. Pour assurer l'étanchéité des tresses, la pression de contact entre la garniture et la tige doit être suffisamment grande pour empêcher le passage du fluide à travers cette interface. Pour réaliser cette condition, la pression de contact, au fond du boîtier, doit être supérieure à la pression du fluide :

$$q_i(x=l) = K_i \sigma_D e^{-\beta l} \geq p \quad (1.6)$$

Si la condition de l'équation (1.6) n'est pas vérifiée, il est possible que la garniture se détache de la tige et donc la longueur active de la tresse assurant l'étanchéité diminue.

La force de frottement entre la tige et la garniture,  $F_{frott}$ , est calculée par l'équation (1.7) en supposant que la pression de contact au niveau de la surface inférieure de la garniture est égale à la pression du fluide.

$$F_{frott} = \frac{2\mu_i \pi R_1}{\beta} p [e^{-\beta l} - 1] \quad (1.7)$$

En utilisant le même modèle précédent, Pengym et al. (1997) ont considéré l'équilibre des moments calculés au centroïde de l'élément de la garniture de longueur  $dx$ . Ils ont remplacé la contrainte radiale par des forces concentrées. Ces dernières sont situées à un quart de l'épaisseur de la garniture à partir de son diamètre moyen. La contrainte axiale, avec ces approximations, sera donnée par l'équation (1.8).

$$\sigma_x = \sigma_D e^{\left[ \frac{8(\mu_i K_i R_1 - \mu_o K_o R_2)}{(R_2 - R_1)^2} \right] x} \quad (1.8)$$

En comparant les équations (1.2) et (1.8), la relation entre les coefficients de la pression latérale aux deux interfaces est donné par:

$$\left(\frac{K_i}{K_o}\right) = \left(\frac{\mu_o}{\mu_i}\right) \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \left(\frac{3R_2 + 5R_1}{5R_2 + 3R_1}\right) \quad (1.9)$$

Bartonicek J. et al. (1995, 1996) ont utilisé l'équation (1.10) pour calculer la force de frottement dans la tige. Cette force de frottement, proposée par Thomson J.L. (1958), dépend de la contrainte de compression, du coefficient de la pression latérale et du coefficient de frottement du matériau de la garniture. La force de frottement dans la tige est donnée par :

$$F_{frott} = \pi \sigma_D (R_2 - R_1) R_1 \left[ 1 - e^{-\frac{2\mu_i K_l l}{R_2 - R_1}} \right] \quad (1.10)$$

Ils ont conclu qu'il est nécessaire de standardiser les facteurs caractérisant le matériau de la garniture pour parvenir à mieux contrôler le fonctionnement des valves et aussi pour arriver à comparer les données lors du choix de la garniture.

Faltineanu C. (1982) propose une formule analytique pour calculer le coefficient du frottement en fonction de certains paramètres fonctionnels. Cette relation est établie en utilisant une relation déduite des résultats expérimentaux, soit l'équation (1.11).

$$\mu = \frac{F_{frott}}{2\pi R_1 \int_0^l K(pe^{Kvx} + mx) dx} \quad (1.11)$$

Le premier terme du dénominateur, correspondant à la force résultante de la pression de contact radiale entre la garniture et la tige, est calculé avec l'hypothèse qui considère que la pression radiale de contact varie en fonction de la position axiale et dépend de la charge axiale de serrage et de la pression du fluide. Cette hypothèse est vérifiée expérimentalement.

Dans la formule de l'équation (1.11), le facteur 'v' dépend des matériaux, des dimensions de la garniture, du fini de surface de la tige et du mode de lubrification. Le facteur 'm' représente la proportion de la pression du fluide dans la pression de contact. Les valeurs du coefficient de frottement calculées par cette formule ne dépendent ni de la longueur de la garniture ni de la contrainte radiale mais plutôt du couple de matériaux tige-garniture, du fini de surface de la tige et de la température au niveau du contact entre la tige et la garniture.

#### 1.4.2.2 Relaxation de la garniture

L'étanchéité de la garniture du presse-étoupe est assurée par le niveau de la contrainte de compression qui génère les pressions de contact au niveau des interfaces tige-garniture et garniture-boîtier. À cause du fluage et l'usure du matériau de la garniture, la contrainte de serrage de la garniture lors de l'installation ne demeure pas constante pendant la durée de fonctionnement de la valve. La quantification de la diminution de cette contrainte de serrage et par conséquent les contraintes radiales de contact permet de déterminer les conditions de serrage optimales du presse-étoupe des valves.

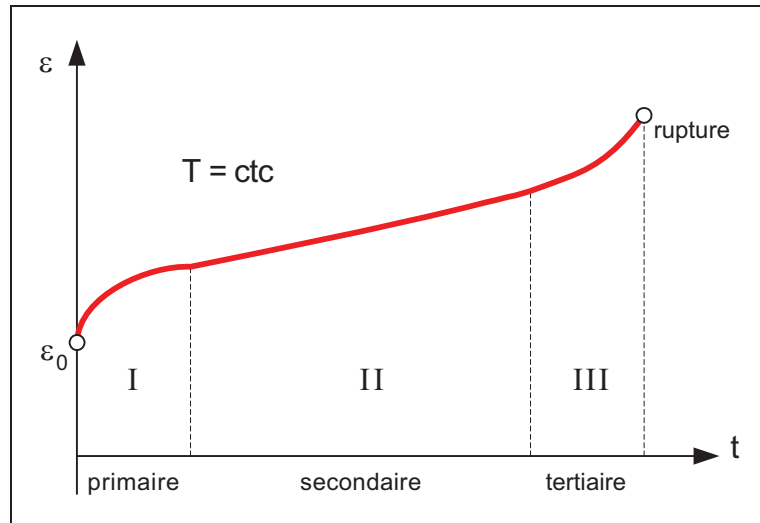
Avant de présenter les travaux de recherches antérieurs traitant du phénomène de la relaxation de la garniture du presse-étoupe, des notions générales sur les modèles de relaxation développés pour les aciers et les polymères sont exposées.

L'essai de fluage est réalisé sur des éprouvettes sollicitées en traction ou en compression, habituellement à charge constante,  $\sigma_0$ , et à température constante, T. La déformation de l'éprouvette est mesurée en fonction du temps. La figure 1.8 présente une courbe typique de fluage des métaux, des polymères et des céramiques. La température à partir de laquelle le phénomène de fluage est observé dépend de la température de fusion du matériau.

La déformation due à une contrainte initiale,  $\sigma_0$ , est divisée en une partie élastique et une deuxième plastique :

$$\varepsilon_o = \frac{\sigma_o}{E(T)} + \varepsilon_p(\sigma_o, T) \quad (1.12)$$

Où  $E(T)$  est le module d'élasticité qui dépend de la température.



**Figure 1.8 Courbe typique de fluage.**

La courbe de déformation en fluage montré à la figure 1.8 distingue trois étapes de fluage :

- L'étape du fluage primaire ou transitoire est caractérisée par une diminution du taux de fluage;
- L'étape du fluage secondaire ou le fluage stable où le taux de fluage peut être considéré comme constant;
- L'étape du fluage tertiaire est caractérisée par une augmentation du taux de fluage autrement dit une accélération du fluage.

Pour les matériaux isotropes tels que les aciers, la déformation due au fluage primaire et secondaire peut être représentée par l'équation de Bailey-Norton suivante (Kraus H., 1980) :

$$\varepsilon_c = A\sigma^n t^m \quad (1.13)$$

Les paramètres A, n et m caractérisent le matériau. Ils peuvent être déterminés par un essai de fluage uniaxial et dépendent de la température.

Si la contrainte  $\sigma$  est constante, le taux de fluage, qui représente l'évolution de la déformation dans le temps, est donné par :

$$\frac{d\varepsilon_c}{dt} = \dot{\varepsilon}_c = Am\sigma^n t^{m-1} \quad (1.14)$$

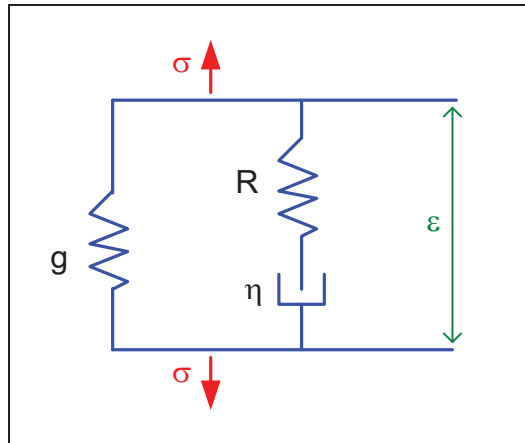
En remplaçant le temps t par son expression, extraite de l'équation (1.13), on trouve :

$$\frac{d\varepsilon_c}{dt} = \dot{\varepsilon}_c = mA^{1/m} \sigma^{n/m} \varepsilon_c^{(m-1)/m} \quad (1.15)$$

La déformation durant le fluage secondaire est grande et similaire à celle dans le cas du comportement purement plastique. D'autre part, certaines notions de la théorie de la plasticité sont utilisées pour étudier le comportement dans ce type de fluage. Le fluage tertiaire est accompagné par l'apparition des microfissures dans les joints de grains. La vitesse de la déformation augmente avec le temps.

Dans le cas des polymères et des plastiques, des modèles rhéologiques sont proposés pour caractériser le comportement en fluage et en relaxation. Ce sont des modèles en une dimension et sont composés par des arrangements spécifiques de ressorts et d'amortisseurs. En 1990, Tashiro et al. (1990) ont développé un modèle rhéologique pour caractériser le comportement viscoélastique de la garniture du presse-étoupe. Ce modèle, qui dérive du modèle classique de Maxwell et montré à la figure 1.9, est constitué de trois éléments :

- Un ressort linéaire, caractérisé par la raideur R;
- Un amortisseur  $\eta$ ;
- Un ressort non linéaire défini par une fonction non linéaire reliant la contrainte et la déformation,  $g(\varepsilon)$ .



**Figure 1.9 Modèle viscoélastique.**

Tashiro et al (1989)

Dans le cas de la relaxation pure, la contrainte dans la garniture évolue suivant l'équation suivante :

$$\frac{\sigma_x - g}{\sigma_x(t=0) - g} = e^{-\frac{Rt}{\eta}} \quad (1.16)$$

Il est clair que la variation de la contrainte de relaxation est contrôlée par le rapport  $R/\eta$ , qui doit être déterminé expérimentalement. Ce modèle prévoit juste l'effet de relaxation de la garniture dû à la nature du matériau sans faire intervenir la rigidité de l'assemblage et l'effet d'interaction entre les éléments du presse-étoupe, à savoir la tige, le boîtier et le fouloir. De plus c'est un modèle uniaxial qui ne reflète pas le comportement tridimensionnel des contraintes et des déformations de la garniture à tresses.

Dans une autre étude, Klenk et al. (1999, 2001) ont caractérisé le comportement de la garniture en relaxation par un facteur de relaxation, qui est le rapport des contraintes entre l'étape d'assemblage et l'étape de service.

$$R_v = \frac{\sigma_{D\text{ Service}}}{\sigma_{D\text{ Assemblage}}} = \frac{q_{i\text{ Service}}}{q_{i\text{ Assemblage}}} \quad (1.17)$$

Pour illustrer l'importance des effets de la rigidité et de l'interaction de l'ensemble des composantes de l'assemblage, on présente des études de relaxation-fluage dans les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité. En effet, Bouzid et al. (1995, 1997) ont proposé un modèle basé sur l'interaction élastique entre toutes les composantes de l'assemblage pour évaluer les pertes de charge dans la boulonnerie dues au fluage du joint d'étanchéité. Des articles plus récents (Bouzid A.H., 2004 ; Nechache A., 2004 ; Nechache A., 2005) présentent une méthode analytique capable de prédire la relaxation de la charge dans les boulons produite par le fluage du joint, des boulons et des brides. Les résultats étaient concluants. En effet une comparaison avec des résultats obtenus par la méthode des éléments finis et les données expérimentales ont permis de valider le modèle analytique. Donc, pour bien évaluer et comprendre le comportement en fluage et relaxation de la garniture de presse-étoupe, l'introduction de l'effet d'interaction entre les différents éléments de l'assemblage est nécessaire.

Une autre méthode basée sur l'analogie élastique est souvent utilisée pour résoudre certains problèmes en fluage-relaxation, à savoir la flexion des poutres, la flexion des plaques circulaires, les coques de révolution et les réservoirs cylindriques. Cette méthode consiste à utiliser les résultats analytiques développés dans le cas des matériaux élastiques pour résoudre des problèmes similaires mais avec des matériaux ayant un comportement non-élastique. Le livre de Odquist F. (1966) et l'article de Sharad et al. (1960) présentent des cas utilisant cette méthode d'analyse.

### **1.4.3 Études expérimentales**

#### **1.4.3.1 Introduction**

Les modèles analytiques existants simulant le comportement de la garniture du presse-étoupe dépendent des dimensions de l'assemblage, des coefficients de frottement et des coefficients

de la pression latérale aux interfaces tige-garniture et garniture-boîtier. On remarque qu'aucun paramètre caractérisant le comportement mécanique propre du matériau de la garniture n'est pris en considération. De plus, les fabricants des garnitures ne donnent pas ces caractéristiques mécaniques mais fournissent simplement les conditions de fonctionnement maximales de pression et de température.

Après présentation de ces modèles, il est nécessaire de passer en revue les études expérimentales effectuées dans le but de déterminer les caractéristiques mécaniques du presse-étoupe muni d'une garniture à tresses. Certaines de ces études expérimentales réalisées par des chercheurs incluent les essais de fuite. Au début, la démarche expérimentale suivie par W. Ochanski (1988), pour déterminer les coefficients de transmission latérale utilisés dans les modèles analytiques existants, est présentée. Par la suite, d'autres études expérimentales de caractérisation seront exposées. Enfin, l'étude expérimentale de Tashiro et al. (1990), pour déterminer les caractéristiques viscoélastiques requises pour le modèle de relaxation, est présentée.

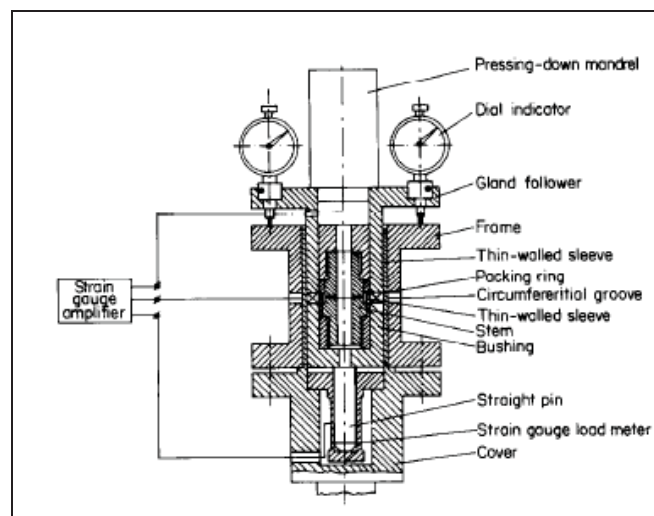
#### **1.4.3.2 Essais de caractérisation mécanique du presse-étoupe**

Le principe général des bancs d'essais réalisés pour déterminer expérimentalement les coefficients de transmission de la pression latérale,  $K_i$  et  $K_o$ , et les coefficients de frottement,  $\mu_i$  et  $\mu_o$ , est d'appliquer une contrainte axiale tout en bloquant le déplacement radial des surfaces interne et externe de la garniture et le déplacement axial de la surface inférieure. Le blocage du déplacement radial crée des contraintes radiales au niveau des deux surfaces de contact. La relation entre la contrainte axiale appliquée et les pressions de contacts générées permet de calculer les coefficients de la pression latérale.

W. Ochanski (1988) a utilisé une garniture tressée d'un fil en amiante blanc, imbibée de téflon (PTFE). La section de la garniture est carrée (10x10 mm), pré-compressée à 5 MPa. Le diamètre extérieur de la garniture est 64 mm et le diamètre intérieur est 44 mm. La figure 1.10 montre le montage utilisé pour déterminer les coefficients de transmission de la pression



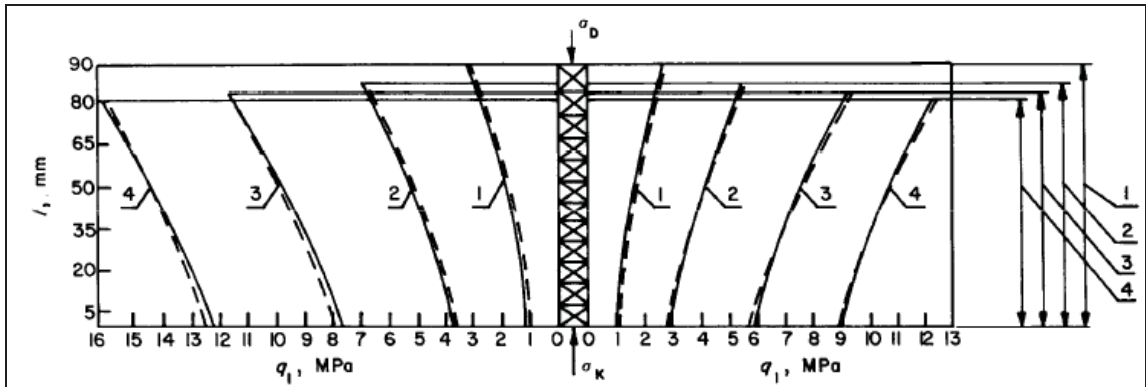
latérale entre garniture-tige et garniture-boîtier,  $K_i$  et  $K_o$ , en fonction du niveau de serrage de la garniture. Des capteurs, sous forme de douilles à parois minces instrumentées, ont été utilisés pour la mesure des pressions de contact latérales. Sur la surface extérieure et intérieure des douilles, des jauges de déformations sont collées dans la direction circumférentielle. Les capteurs ont été calibrés à l'aide d'un montage utilisant la pression hydraulique.



**Figure 1.10 Montage expérimental de Ochnski.**

Tirée de Ochnski W. (1988)

Pour une contrainte axiale du fouloir, les contraintes radiales et la déformation de la garniture ont été mesurées. La figure 1.11 présente les distributions de la pression de contact latérale pour différentes contraintes axiales. Les valeurs moyennes des coefficients de transmission de la pression latérale sont données au tableau 1.2. On remarque que  $K_i$  est plus grand que  $K_o$ .



**Figure 1.11 Distributions des contraintes radiales.**

Tirée de Ochnski W. (1988)

Tableau 1.2

Données relatives à la figure 1.11

Tirée de Ochnski W. (1988)

N° du cas	1	2	3	4
$\sigma_D$ , MPa	5	10	15	20
$\sigma_x(x=l)$ , MPa	2	5.4	9.7	15.2
$K_i$	0.66	0.75	0.79	0.81
$K_o$	0.54	0.58	0.59	0.60
$\beta$ mm <sup>-1</sup>	0.010	0.0075	0.0053	0.0034

Un deuxième montage a été utilisé pour mesurer les coefficients de frottement. Les résultats démontrent l'existence de deux types de coefficient de frottement; le premier étant statique et le deuxième dynamique.

Les deux équipes de Bartonicek (1995, 1996) et de Klenk (1999, 2001) ont utilisé le même principe de montage pour l'essai de compression. L'objectif de cet essai est de déterminer les coefficients de transmission de la pression latérale ainsi que la courbe caractéristique contrainte-déformation de la garniture dans la direction axiale. Dans le montage de Klenk et al., un anneau de garniture est placé entre deux cylindres reposants sur une plaque

métallique. Les contraintes radiales de contact sont déterminées en mesurant les déformations des deux cylindres. Les jauges de déformations sont placées à cinq positions verticales et quatre positions circonférentielles. L'écrasement de la garniture est mesuré par trois capteurs de déplacement linéaire, placés chacun à 120 degré le long de la circonférence. Les coefficients de transmission de la pression latérale varient considérablement avec la contrainte axiale appliquée lors du premier chargement. Cependant, pour un deuxième chargement suivant le déchargement, la variation est faible.

En plus de l'essai de compression, Klenk et al. (1999) ont réalisé d'autres types d'essai, comme l'essai de relaxation, l'essai de frottement et l'essai de fuite. L'objectif de l'essai de frottement est de déterminer le coefficient de frottement entre la tige et la garniture en mesurant le couple nécessaire pour faire tourner la tige. Les paramètres qui influencent l'essai sont la température, la contrainte axiale appliquée par le fouloir, le temps et la vitesse du mouvement de la tige. Dans cet essai, les auteurs utilisent un seul anneau de garniture car ils estiment que la variation de la contrainte axiale sur un anneau est négligeable. L'article ne donne pas de détails sur la vitesse utilisée pour le déplacement de la tige ni de l'état de la rugosité des surfaces. Cette étude expérimentale montre que le coefficient de frottement diminue lorsque la contrainte axiale ou la température augmentent et que la différence entre les coefficients de frottement statique et dynamique est faible pour un anneau de garniture en graphite. Par contre pour un anneau similaire en téflon, cette différence est non négligeable.

Domashnev, A. D. et al. (1970) ont effectué une série d'essais afin de déterminer le coefficient de transmission de la pression latérale pour plusieurs types de matériaux de garniture de valves. Les résultats de ces essais montrent que si la garniture est pré-comprimée initialement, les valeurs du coefficient de transmission de la pression latérale sont indépendantes de la contrainte axiale appliquée. D'autre part, ils concluent que les garnitures contenant du molybdène produisent des coefficients plus grands que celles contenant du graphite. Ceci est causé par la taille et la forme des particules qui sont différentes. La mesure de la déformation résiduelle produite par la charge axiale montre que l'amplitude de la pression de contact diminue, sans s'annuler, à cause du comportement élastoplastique de la

garniture. En effet, pour le graphite, la pression de contact radiale résiduelle représente 10% de la valeur initiale, après annulation de la contrainte axiale. Par contre, pour l'amiante, cette valeur est de 30%.

Ratanov, K.A. et al. (1989) ont effectué une série d'essais sur des montages mécaniques et hydrauliques de presse-étoupe avec garniture d'étanchéité pour examiner le frottement entre la tige de la pompe et la garniture. Ils ont constaté que la force de frottement augmente à mesure que la pression du fluide de fonctionnement augmente. Cependant, elle est pratiquement indépendante du nombre d'anneaux de la garniture de tresse. Des relations entre la pression du fluide et le coefficient de frottement ont été établies afin de déterminer l'effort de compression de la garniture nécessaire pour maintenir l'étanchéité de l'assemblage.

Onat A. (2008) a effectué des essais de caractérisation de plusieurs matériaux de joints utilisés dans les brides, les pompes et les valves. Ces essais visent à déterminer l'influence du type de matériau, par ses caractéristiques mécaniques et physiques, sur l'étanchéité des assemblages utilisant des produits organiques volatils. Quatre types de garnitures ont été testés selon la densité, la compressibilité, l'étanchéité et la température de fonctionnement. L'auteur indique dans la conclusion que le choix judicieux du matériau de la garniture doit être accompagné par une installation correcte pour réduire les fuites au maximum.

#### **1.4.3.3 Détermination des caractéristiques viscoélastiques des garnitures à tresses**

Tashiro et al. (1990) ont réalisé un montage expérimental pour déterminer les caractéristiques viscoélastiques des garnitures. Dans ce montage, montré sur la figure 1.12, la garniture à tresses est introduite dans le boîtier et comprimée à l'aide d'une presse en gardant la déformation fixe. Les forces dans la bague de pression et à la surface inférieure de la garniture sont mesurées durant les tests. Pour minimiser le frottement de la garniture avec les surfaces latérales, un lubrifiant est appliqué sur les surfaces interne et externe de la garniture. Trois anneaux de tresse sont utilisés pour amplifier la variation de la contrainte de relaxation.

Deux types de tresses sont testés, l'une en amiante et l'autre en graphite. Des tresses de 8 mm d'épaisseur ont servi pour produire des anneaux d'un diamètre extérieur de 36 mm et d'un diamètre intérieur de 20 mm. Les courbes de l'évolution de la contrainte de compression avec le temps de la figure 1.13 montrent que pendant les 10 premières minutes, le taux de relaxation est rapide mais devient constant après 24 heures. L'exploitation de ces courbes de relaxation a permis aux auteurs de déterminer les paramètres nécessaires pour le modèle rhéologique développé.

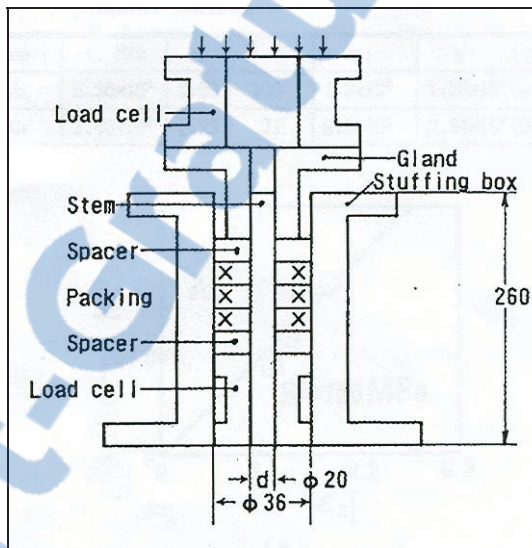


Figure 1.12 Montage expérimental de Tashiro et al.

Tirée de Tashiro et al (1990)

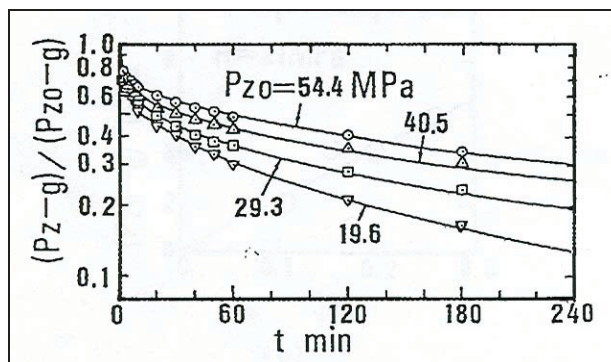


Figure 1.13 Contraintes de relaxation A1 ( $Pz=\sigma_x$ ).

Tirée de Tashiro et al (1990)

Klenk et al (1999, 2001) font partie des chercheurs qui ont abordé la relaxation des garnitures à tresses, on trouve. Le principe de l'essai de relaxation effectué est d'appliquer initialement une contrainte axiale et ensuite mesurer sa diminution ainsi que celles des contraintes radiales en fonction du temps tout en gardant la déformation initiale de la garniture constante. Les auteurs ont placé autour du boîtier une cellule chauffante pour effectuer des tests à hautes températures. La garniture testée est en fibres d'amiante. Les résultats de cette étude sont présentés sous forme de courbes de relaxation de contraintes à différentes températures.

#### **1.4.3.4 Essais de fuite**

L'objectif principal des essais de fuite est la détermination des contraintes axiales minimales appliquées par le fouloir sur la garniture lors du montage et en service pour atteindre le niveau d'étanchéité désiré. Ces contraintes limites dépendent de plusieurs facteurs tels que la pression du fluide, la température, le nombre d'anneaux de la garniture, le fini de surface de la tige et du boîtier et les dimensions de l'assemblage. Elles dépendent de la valeur de la précontrainte appliquée sur la garniture en usine lors de la fabrication.

Une investigation expérimentale a été menée par Pogodin et al. (1991) sur un banc d'essais contenant une valve industrielle réelle. L'objectif de cette étude est d'identifier les problèmes rencontrés lors de l'utilisation des valves à haute pression et à des températures supérieures à 200 °C. Deux garnitures ont été testées. La première garniture est en fils d'amiante imprégnés dans du graphite et la deuxième est en graphite flexible. Les dimensions des garnitures sont 36 x 20 x 8 mm. Le gaz utilisé est le nitrogène à une pression de 10.5 MPa et une température de 200 °C. Le montage a été pressurisé 4000 fois et la tige de la valve a été manipulée en ouverture et fermeture 80 fois. Le couple de serrage des boulons du fouloir et le couple de manœuvre de la tige de la valve ont été mesurés en fonction du cycle de fonctionnement. Les résultats montrent que les fuites augmentent avec le nombre de cycles d'ouverture et de fermeture. Par contre pour le graphite flexible, la fuite reste constante durant tous les cycles. Elle demeure néanmoins plus petite que celle engendrée lors de l'utilisation de la garniture à base d'amiante.

Klenk et al. (1999) ont effectué des essais de fuite pour déterminer les contraintes de compression minimales de la garniture lors du montage et en opération. Ces contraintes sont conditionnées par la classe d'étanchéité désirée. Quatre anneaux formant la garniture ont été utilisés. La valeur de la fuite dépend des conditions d'opération du presse-étoupe, du nombre d'anneaux utilisés, de la nature du matériau de la garniture et des caractéristiques géométriques des composantes de l'assemblage. Le taux de la fuite est mesuré par la méthode de chute de pression.

Dans une investigation expérimentale pour le développement d'une procédure de calcul similaire à celle des assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité, Veiga et al. (2008) ont testé quatre types de garnitures à tresses fabriquées essentiellement à partir du graphite flexible et du téflon. L'objectif de cette étude est de déterminer la contrainte de serrage minimale nécessaire pour assurer un niveau d'étanchéité adéquat des valves. Cette contrainte minimale de serrage a été définie, pour chaque type de garniture, comme étant la charge requise qui produit une fuite de 0.001 mbar-l/s lorsque la pression du gaz est de 0.7 MPa (100 psi). La garniture est composée de cinq anneaux. Le choix des conditions d'essai et du critère de fuite était arbitraire.

#### **1.4.4 Analyses par éléments finis**

La méthode des éléments finis (MEF) est la procédure numérique la plus répandue pour résoudre différentes classes de problèmes complexes en ingénierie relatives aux calculs des contraintes, au transfert de chaleur, à l'électromagnétisme ou à la mécanique des fluides. Le développement de cette méthode est directement lié à l'évolution de l'informatique et le degré de complexité des modèles dépend de la puissance des machines utilisées.

L'analyse par la méthode des éléments finis permet de modéliser les assemblages et d'appuyer les résultats des méthodes analytiques. Pour obtenir des résultats acceptables avec cette méthode, une attention particulière doit être prêtée à la modélisation de l'interaction

entre les différentes composantes de l'assemblage. Dans le cas des presse-étoupes, la modélisation de l'interface entre la garniture et la tige et la garniture et le boîtier est la clé de la réussite du modèle. Cet aspect peut expliquer la rareté des études effectuées dans ce domaine en utilisant la méthode des éléments finis. Avant de présenter les études relatives aux presse-étoupes, on propose un bref aperçu sur l'utilisation de la méthode des éléments finis dans le cas des assemblages à brides boulonnées, puisque ces derniers sont munis aussi d'une garniture d'étanchéité dont le comportement est très semblable à ces premiers.

Dans les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité, l'analyse par éléments finis est présente dans la majorité des études publiées. En effet, Mackerle J. présente dans deux articles (2003) une revue bibliographique sur l'utilisation de la MEF dans l'analyse des structures et les composantes des réservoirs sous pression. L'auteur a inclus dans ces deux articles plus que 2000 références, subdivisées en plusieurs sous-groupes. Les assemblages à brides boulonnées sont modélisés soit en 2D ou en 3D avec des joints de comportement linéaire ou non linéaire.

Cartraud et al. (1996) ont proposé un modèle élastoplastique du matériau du joint en incluant la non-linéarité et l'isotropie de l'élasticité transversale. Zerres et al. (1998) ont comparé le comportement mécanique des assemblages boulonnés de l'analyse par MEF et celui proposé par l'approche du code européen EN-1591. Ils ont passé en revue les modèles utilisés et les simplifications introduites par le code européen EN.

Baogang et al (1999) ont construit un modèle 3D en considérant la non linéarité du comportement du joint. Ils ont comparé les résultats de plusieurs joints et de plusieurs épaisseurs de brides. Ils ont montré que la performance en étanchéité d'un joint est affectée par la non-linéarité de la courbe contrainte-déformation du joint.

Sawa et al. (2002) ont utilisé un modèle élasto-plastique en tenant compte de l'effet d'hystérésis et la non-linéarité du comportement d'un joint spiralé. Ils ont étudié l'effet du diamètre nominal des brides sur la distribution de la contrainte de contact. Ils ont trouvé que



la variation de la distribution de la contrainte de contact pour les assemblages à grand diamètre est plus grande que pour ceux ayant un plus petit diamètre. Ceci peut être expliqué par la différence en nombre de boulons. Quand la pression interne est appliquée à l'assemblage, ils ont trouvé que la surface effective du joint d'étanchéité diminue.

Alghamdi et al. (2004) ont utilisé un modèle 2D d'un assemblage à brides de grand diamètre pour étudier l'effet de la pression de serrage, de la pression interne, de l'effet de fond, de la température et du matériau du joint sur la contrainte de contact joint-bride. Ils ont confirmé que l'augmentation de la pression de serrage donne une meilleure pression de contact sur le joint mais en augmentant d'avantage les contraintes dans les brides. Ils ont trouvé aussi que la pression interne et la température ont une faible influence sur l'assemblage à brides boulonnées.

Takaki et al. (2004) ont adopté pour la bride un modèle axisymétrique simple et un ensemble d'élément 1D non linéaire pour le joint. L'objectif était d'étudier l'effet de la rotation des brides et la largeur du joint. Ils ont conclu que la largeur du joint affecte la valeur de la rotation des brides et que l'étanchéité de l'assemblage est largement dépendante de la valeur de la contrainte maximale sur le joint.

Dans le cas des presse-étoupes, la modélisation du comportement mécanique de la garniture est compliquée vu la nature de la structure de son matériau. Les chercheurs avaient mis beaucoup d'efforts pour trouver un modèle précis pour simuler le comportement mécanique des garnitures tandis que les matériaux de ces dernières s'améliorent constamment depuis l'interdiction de l'amiante. Les publications traitant l'analyse par éléments finis sont très limitées.

Ciortan S. et al. (2002) ont utilisé un modèle 3D, établi à l'aide du logiciel Cosmos/M. Avec ce modèle ils ont déterminé la distribution des contraintes axiales et radiales le long du contact de la garniture avec la tige. Pour le comportement rhéologique de la garniture, ils ont utilisé un modèle formé d'un ensemble infini de branches en parallèle composées d'un

ressort et d'un amortisseur. Ils ont présenté leurs résultats sous forme de courbes de relaxation de la garniture et de distribution de la température. Ils concluent que leur méthode permet d'optimiser les procédures de maintenance des systèmes de presse-étoupe.

Ruaidhe M. N. et al. (2003) ont utilisé le logiciel DIANA d'analyse par éléments finis spécialisé en géotechnique pour modéliser une garniture ondulée en graphite « exfoliated graphite ». Ils justifient ce choix par la complexité du comportement de ce type de garniture. Pour prendre en considération l'existence de vide à l'intérieur de la garniture, un modèle d'argile a été utilisé. Les résultats numériques obtenus sont comparables aux résultats expérimentaux.

L'article de Roe (2008) présente une démarche expérimentale pour trouver un comportement acceptable du matériau de la garniture en graphite ondulé. Les auteurs ont utilisé le modèle Cam-Clay qui décrit en général le comportement des sols et des roches. À partir d'un essai tridimensionnel, les auteurs ont déterminé les paramètres du modèle, à savoir l'indice de gonflement,  $\kappa$ , et l'indice de compression,  $\lambda$ . Ces paramètres sont injectés dans le script pour la simulation à l'aide du logiciel Abaqus. Les auteurs estiment que le modèle proposé donne des résultats satisfaisants.

#### **1.4.5 Conclusions**

Les études, présentées dans ce chapitre, ont traité la majorité des aspects relatifs au comportement réel de la garniture utilisée pour assurer l'étanchéité des presse-étoupes. Cependant, toutes ces études simplifient le problème en négligeant certains effets, par exemple l'effet de cisaillement dans la garniture, l'effet de la température sur la relaxation et le fluage, la rigidité de l'assemblage et l'interaction entre les éléments de l'assemblage ou en admettant des hypothèses moins réalistes comme l'incompressibilité totale de la garniture.

Les équations de la distribution des contraintes axiale et radiale, issues de l'équilibre axial des forces, constituent la base des modèles analytiques. D'autre part, l'équilibre des moments

ne donne pas les mêmes équations quand l'effet du cisaillement est négligé. De plus, dans ces équations, l'effet du type du matériau de la garniture est couplé avec la nature du contact entre la garniture et la tige et la garniture et le boîtier. En effet, le comportement mécanique de la garniture est défini seulement par des courbes caractéristiques 'contrainte-écrasement' dans la direction axiale. Contrairement aux joints plats des assemblages à brides boulonnées qui sont caractérisés par les facteurs  $m$  et  $\gamma$ , aucun coefficient propre au matériau de la garniture et indépendant des conditions de chargement et des dimensions de l'assemblage n'est défini.

Dans les études expérimentales, présentées dans la section 1.4.3, les coefficients de transmission de la pression latérale sont calculés à partir des contraintes axiales de compression imposées et les pressions de contact radiales induites. Ces contraintes de contact dans la direction radiale sont déterminées à l'aide de jauges de déformations collées sur les surfaces internes ou externes des cylindres soient à paroi mince ou à paroi épaisse. On suppose que la déformation circonférentielle du cylindre est proportionnelle à la pression appliquée sur la surface interne. Cette supposition ne prend pas en considération toute variation selon la direction axiale et donc ne reflète pas le comportement réel des cylindres en question. En effet, la déformation circonférentielle à une position axiale donnée dépend de la distribution de la pression dans la direction axiale agissant sur la surface interne du cylindre. Donc il est nécessaire de développer une autre approche analytique ou numérique pour déterminer la distribution des contraintes radiale et axiale le long de la surface interne d'un cylindre à partir des déformations circonférentielles lues sur la surface externe du cylindre.

Les valeurs des contraintes de serrage et les niveaux de pression du fluide choisis pour les essais ne couvrent pas toute la gamme des conditions de fonctionnement des valves. Ceci risque de limiter la généralisation des résultats et des conclusions. D'autre part, la modélisation de la tige par un cylindre creux, dans les montages expérimentaux, peut éventuellement affecter les résultats.

Le coefficient de frottement entre la tige et la garniture est un paramètre clé servant à la compréhension du fonctionnement des presse-étoupes. Les approches et les formules utilisées pour définir et calculer ce paramètre sont nombreuses mais incomplètes. Dans le cas général, ce coefficient dépend des contraintes axiale et radiale, du fini de surface de la tige et du boîtier, de la température et de la nature du mouvement de la tige. Du côté expérimental, plusieurs méthodes ont été proposées, pour déterminer ce coefficient. Cependant, elles donnent toutes des valeurs différentes pour le même couple de matériaux garniture-tige.

La détermination des courbes de perte de contraintes radiales et axiales ne permet pas la prédiction, dans le cas général, du comportement réel en relaxation de la garniture. Les modèles proposés dans la littérature sont uniaxiaux alors que le comportement réel de la garniture dans le montage du presse-étoupe est tridimensionnel. Donc le développement d'un modèle tridimensionnel du comportement en relaxation de la garniture est nécessaire. Ce modèle doit être défini en fonction de paramètres propres au matériau de la garniture et doit tenir compte de la rigidité des éléments du presse-étoupe et aussi de l'interaction entre les différents éléments de l'assemblage. L'effet de la température doit être incorporé dans le modèle pour prédire correctement la relaxation de la garniture du presse-étoupe comme dans le cas des brides boulonnées munies de joint plat d'étanchéité.

#### **1.4.6 Objectifs de la thèse**

Vue les faiblesses et les critiques des études antérieures, présentées dans les paragraphes précédents, cette thèse propose une nouvelle approche qui permet d'évaluer la performance mécanique et l'étanchéité des presse-étoupes lors de l'installation du système et pendant la mise en service.

Plusieurs paramètres influencent le comportement des garnitures de presse-étoupe des valves, cependant la quantification de chacun n'est pas encore évaluée de manière précise. L'évaluation du niveau de l'importance de chaque paramètre clé, ainsi que la quantification

des seuils optimaux garantissant le fonctionnement correct du système presse-étoupe représentent les deux principaux objectifs de cette étude.

Ce travail permettrait de modéliser le comportement mécanique des différents éléments du presse-étoupe et leurs interactions mécaniques lors du serrage initial et pendant le fonctionnement. Une attention particulière est portée sur la variation de la distribution de la pression de contact le long des interfaces garniture-tige et garniture-boîtier en fonction de la charge axiale de serrage et des caractéristiques mécaniques et géométriques des différentes composantes de l'assemblage. Les conditions de fonctionnement et leurs évolutions dans le temps sont évoquées dans l'étude de la relaxation de la garniture pour assurer l'étanchéité du système depuis le montage jusqu'à la mise hors service de l'assemblage. Les caractéristiques mécaniques de la garniture, qui constitue le maillon faible de l'assemblage, jouent un rôle primordial pour comprendre et classer la nature du comportement de la garniture. La détermination expérimentale de ces caractéristiques aide à mieux prédire les contraintes et les déformations dans les composantes du presse-étoupe.

Pour atteindre ces attentes, des modèles analytique et numérique sont développés et une étude expérimentale est menée pour la vérification et la validation des résultats de ces modèles. Ces différentes études visent à :

- Simuler le comportement du presse-étoupe par des modèles d'interaction structurelle, de contact et de viscoélasticité;
- Évaluer l'importance des paramètres influençant le fonctionnement de la garniture du presse-étoupe;
- Quantifier les contraintes des différents éléments du presse-étoupe et en particulier ceux aux interfaces entre la garniture, la tige et le boîtier;
- Caractériser expérimentalement le matériau de la garniture;
- Mesurer les fuites en fonction de la charge de compression, de la pression du gaz du fluide et de la nature du matériau de la garniture.

## CHAPITRE 2

### ANALYTICAL EVALUATION OF STRESSES AND DISPLACEMENTS OF STUFFING-BOX PACKING BASED ON A FLEXIBILITY ANALYSIS

Cet article a été publié comme l'indique la référence bibliographique.

Diany, Mohammed. et Abdel-Hakim Bouzid. 2009. « Analytical Evaluation of Stresses and Displacements of Stuffing-Box Packing Based on a Flexibility Analysis ». Tribology International, vol. 42, n° 6, p. 980-986.

#### Résumé

Bien que les presse-étoupes soient des systèmes anciens utilisés pour assurer l'étanchéité des tiges des valves, le développement analytique des contraintes et des déplacements engendrés lors du montage et du fonctionnement est très limité et les études effectuées sont restreintes. De plus, même avec l'évolution des moyens de calcul et de simulation, les études qui ont proposés des modèles numériques sont rares.

Dans ce travail, on propose une approche analytique, utilisant la théorie des cylindres à paroi épaisse, pour analyser les contraintes et les déplacements dans un système à presse-étoupe. Cette analyse permet de calculer aussi les coefficients de la pression latérale aux interfaces tige-garniture et garniture-boîtier. L'effet de la hauteur et le nombre des anneaux de la garniture sur la distribution des contraintes est examiné. Les résultats de cette approche sont comparés avec ceux d'une étude par éléments finis basés sur un modèle axisymétrique.

Le modèle analytique prend en compte la flexibilité et l'interaction des éléments de l'assemblage à presse-étoupe. La garniture et le boîtier sont considérés comme des cylindres à parois épaisse alors que la tige est modélisée par un cylindre plein. Dans le modèle

éléments finis, la garniture est représentée par des éléments 2D à 4 nœuds ayant un comportement hyper élastique décrit par le modèle de Mooney-Rivlin.

Les résultats du modèle analytique de cette étude sont probants et se comparent relativement bien à ceux obtenus de l'analyse par éléments finis et aux données expérimentales existantes dans la littérature. Cette étude propose un rapport des coefficients de transmission de la pression latérale proche de un, alors que les pressions de contact dépendent de plusieurs facteurs comme la géométrie de l'assemblage, la nature du matériau de la garniture et les coefficients de frottement.

### **Abstract**

Although stuffing boxes are old systems used to ensure stem valve sealing, the analytical developments of the stresses and the displacements generated during assembly and operation are very limited and seldom verified and the studies carried out on these devices are either restricted or not accessible. Moreover, even with the evolution of calculation and simulation means, studies based on numerical models are rare.

This work proposes a simplified analytical approach, using the theory of thick-walled cylinders to analyze the stresses and displacements in stuffing box systems. The magnitude and distribution of the lateral contact pressures generated at the housing-packing-stem interfaces as a result of the application of the gland axial stress are determined as a function of the radial flexibility of the different components involved. The results of the developed approach are compared and validated against the more accurate finite elements axisymmetric models.

Keywords: packed glands, contact pressure, analytical modelling

## 2.1 Introduction

In a valve, there are two types of sealing. The first type is an internal sealing that characterizes the correct function of the valve. This prevents the flow of the process fluid when the valve is shut off. The second type is an external sealing which prevents leakage to the outside boundary. This is achieved by two categories of seals. The first one is a gasket found at the connection between the valve and piping system and is of a static nature. The second one is a packing found between the stem and the valve body and is rather of a dynamic nature. The current study is focused on the external sealing produced by packings. The degree of sealing of a valve depends on the contact pressure value generated at the interfaces of the housing, the stem and the packing compressed using a gland as shown in Fig. 2.1. This compression load is uniformly distributed in the circumferential direction but varies along the axial direction of the stem.

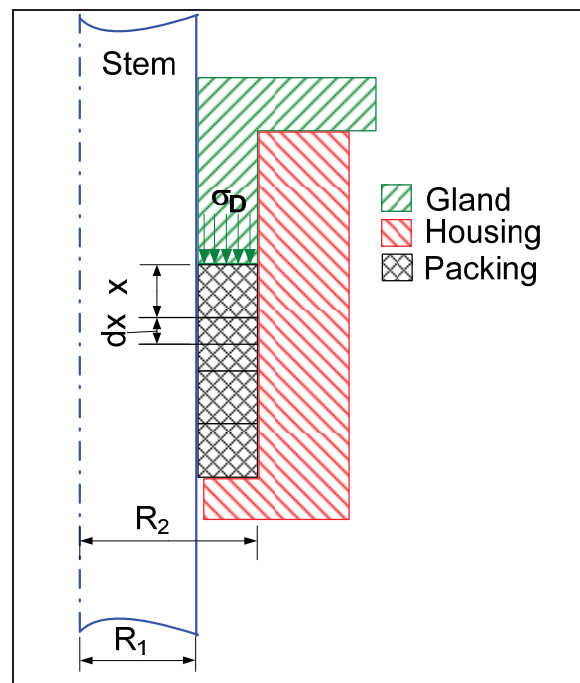


Figure 2.1 Packed stuffing-box.

Currently there is no standard design methodology that can be used for the design and selection of packings or a standard test procedure to qualify them. However presently there



are two standards in Europe and America that have recently been adopted. The first standard, ISO 15848 (2003), describes the test procedure to evaluate the external stem and packing leakages in the valves. Its first part deals with the classification system and the qualification tests procedures of the assembled valves. The second part relates to the quality control of valve production lines for which the fugitive emission standards are applied. The second standard, API 622 (2003), establishes a uniform test procedure for the evaluation of the performance of stem packing. The approach used in the test defined in this standard provides a method to evaluate valve packing independently of the manufacturer.

## 2.2 Background

Several research teams proposed analytical models, supported by experimental studies, to characterize the behaviour of the stuffing box packing. In 1960, Danny and Al (1957) showed that the ratio of the radial stress over the axial stress, called lateral pressure coefficient ratio, is constant without quantifying the stresses. Ochonski W. (1988) proposed a theoretical approach to determine the distribution of the radial contact stress at the packing-stem and packing-housing interfaces. He determined also the experiments values of the lateral pressure coefficient for a braided packing of asbestos yarn, impregnated with PTFE. The deformation of the packing, stem and housing, fluid pressure and in the stationary stem, as well as the friction forces in the operating conditions have not been considered.

Pengyun and al. (1997) considered the axial balance and the moment equilibrium to solve the problem. They substitute the axial stress by concentrated forces but neglected the shearing effect in the calculation of the ratio of the lateral pressure coefficients. The relationship obtained is given by Eq (2.1), and is expressed in terms of packing dimensions and the ratio of the friction coefficients at the two interfaces.

$$\left(\frac{K_i}{K_o}\right) = \left(\frac{\mu_o}{\mu_i}\right) \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \left(\frac{3R_2 + 5R_1}{5R_2 + 3R_1}\right) \quad (2.1)$$

A more rigorous calculation (Diany M., 2006) of the moments gives Eq. (2.2) which is slightly different from Eq. (2.1).

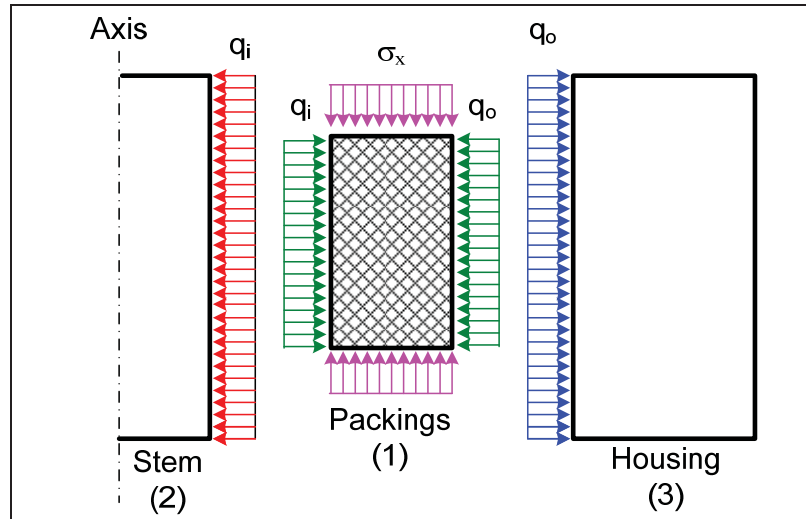
$$\left(\frac{K_i}{K_o}\right) = \left(\frac{\mu_o}{\mu_i}\right) \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \left(\frac{5R_2 + 7R_1}{7R_2 + 5R_1}\right) \quad (2.2)$$

Both methods do not allow calculating  $K_i$  and  $K_o$  separately, but compare their values. This is independent of load, dimensions and mechanical characteristics of the stem and the housing.

In this paper, it is proposed to calculate the lateral pressure coefficients and their ratio using an approach based on the theory of the thick walled cylinders. These coefficients will be used to determine the distribution of axial stress and axial displacements of the packing. The effect of width and number of the packing rings on the packing behaviour will be examined. The analytical solution will be compared to the more accurate FEA.

### 2.3 Analytical model

An analytical model that calculates the lateral pressure coefficients  $K_i$  and  $K_o$  is presented in this section. It considers the flexibility of the different components that interact in a stuffing box packing assembly. The packing and the housing are treated using thick cylinder theory whereas the stem is considered as a solid cylinder subjected to compression. Figure 2.2 shows the axisymmetrical model used to treat the problem.



**Figure 2.2 Analytical model.**

The stem and the gland are made from steel with the characteristics as summarized in the table 2.1. While for the FEA study the packing made of graphite material is modeled with a hyper elastic behaviour characterized by the Mooney-Rivlin constants  $C_1$  and  $C_2$ , calculated from the experimental compression curves given in (Klenk T., 1999), the analytical model considers an elastic behaviour with an elasticity modulus given by Eq. (2.3) (Ansys, 2003).

$$E_p = 2(1 + \nu_p)G_p = 4(1 + \nu_p)(C_1 + C_2) \quad (2.3)$$

Tableau 2.1 Stuffing-box components material characteristics

	<i>Stem</i>	<i>Packing</i>	<i>Housing</i>
<i>Subscript</i>	<i>s</i>	<i>p</i>	<i>h</i>
<i>R<sub>i</sub> (mm)</i>	-	14.29	23.81
<i>R<sub>o</sub> (mm)</i>	14.29	23,81	33.75
<i>Y</i>		1.67	1.42
<i>E (MPa)</i>	200000	126	200000
<i>ν</i>	0.3	0.4	0.3

For the stem subjected to a radial pressure  $q_i$ , the stresses are given by:

$$\begin{aligned}\sigma_l^s(R_1) &= 0 \\ \sigma_r^s(R_1) &= -q_i \\ \sigma_\theta^s(R_1) &= -q_i\end{aligned}\quad (2.4)$$

Using Hooke's law, the radial displacement at the stem outside diameter is:

$$u^s(R_1) = -\frac{R_1(1-\nu_s)}{E_s} q_i \quad (2.5)$$

For the housing considered as a cylinder subjected to an internal pressure, the stresses at the inside diameter, are given by:

$$\begin{aligned}\sigma_l^h(R_2) &= 0 \\ \sigma_r^h(R_2) &= -q_o \\ \sigma_\theta^h(R_2) &= \frac{1+Y_h^2}{Y_h^2-1} q_o\end{aligned}\quad (2.6)$$

Using Hooke's law, the housing radial displacement at inside diameter is:

$$u^h(R_2) = \frac{R_2(1-\nu_h + (1+\nu_h)Y_h^2)}{(Y_h^2-1)E_h} q_o \quad (2.7)$$

For the packing considered as a cylinder subjected to internal and external pressures, the stresses at the inside and outside radii are given by Lamé as:

$$\begin{aligned}
\sigma_l^p(R_1) &= -\sigma_x \\
\sigma_r^p(R_1) &= -q_i \\
\sigma_\theta^p(R_2) &= \frac{-2Y_p^2}{Y_p^2 - 1} q_o + \frac{1 + Y_p^2}{Y_p^2 - 1} q_i
\end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_l^p(R_2) &= -\sigma_x \\
\sigma_r^p(R_2) &= -q_o \\
\sigma_\theta^p(R_2) &= \frac{1 + Y_p^2}{Y_p^2 - 1} q_o + \frac{2}{Y_p^2 - 1} q_i
\end{aligned} \tag{2.9}$$

The displacements of the packing at the OD and ID using Hooke's law are:

$$u^p(R_1) = \frac{R_1}{(Y_p^2 - 1)E_p} \left[ -2Y_p^2 q_o + (1 + Y_p^2 + \nu_p Y_p^2 - \nu_p) q_i + \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \right] \tag{2.10}$$

$$u^p(R_2) = \frac{R_2}{(Y_p^2 - 1)E_p} \left[ -(1 + Y_p^2 - \nu_p Y_p^2 + \nu_p) q_o + 2q_i + \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \right] \tag{2.11}$$

The compatibility of displacement at interface radii  $R_1$  and  $R_2$  are expressed by the Eqs (2.12) and (2.13).

At  $R_1$ :

$$u^p(R_1) = u^s(R_1)$$

or

$$-2Y_p^2 q_o + \left[ 1 + Y_p^2 + \nu_p Y_p^2 - \nu_p + \frac{E_p}{E_s} (1 - \nu_s) (Y_p^2 - 1) \right] q_i + \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x = 0 \tag{2.12}$$

At  $R_2$ :

$$u^p(R_2) = u^h(R_2)$$

or

$$\begin{aligned} & - \left[ 1 + Y_p^2 - \nu_p Y_p^2 + \nu_p + \frac{E_p}{E_h} \left( \frac{Y_p^2 - 1}{Y_h^2 - 1} \right) (1 + Y_h^2 + \nu_h Y_h^2 - \nu_h) \right] q_o \\ & + 2q_i + \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x = 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

The system of the two Eqs. (12 and 13) can be written in a matrix form:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & -2Y_p^2 \\ 2 & -a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_i \\ q_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \\ -\nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

Where:

$$a_{11} = 1 + Y_p^2 + \nu_p Y_p^2 - \nu_p + \frac{E_p}{E_s} (1 - \nu_s) (Y_p^2 - 1)$$

And

$$a_{22} = 1 + Y_p^2 - \nu_p Y_p^2 + \nu_p + \frac{E_p}{E_h} \left( \frac{Y_p^2 - 1}{Y_h^2 - 1} \right) (1 + Y_h^2 + \nu_h Y_h^2 - \nu_h)$$

The solution of this system is:

$$q_i = \frac{a_{22} - 2Y_p^2}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \quad (2.15)$$

And

$$q_o = \frac{2 - a_{11}}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} \nu_p (Y_p^2 - 1) \sigma_x \quad (2.16)$$

The lateral pressure coefficients are therefore:

$$K_i = \frac{a_{22} - 2Y_p^2}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} \nu_p (Y_p^2 - 1) \quad (2.17)$$

And

$$K_o = \frac{2 - a_{11}}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} \nu_p (Y_p^2 - 1) \quad (2.18)$$

Finally, the lateral pressure coefficients ratio is given by:

$$\frac{K_i}{K_o} = \frac{q_i}{q_o} = \frac{a_{22} - 2Y_p^2}{2 - a_{11}} \quad (2.19)$$

For the calculation of the packing axial displacements, an approximate method based on an elastic packing behaviour is proposed. Knowing the packing stresses at any given axial position  $x$ , Hook's law may be used to give the axial displacement as:

$$\varepsilon_l = \frac{dw}{dx} = \frac{1}{E_p} [\sigma_l - \nu_p (\sigma_\theta + \sigma_r)] \quad (2.20)$$

At the packing ID, using the conditions of Eqs.( 2.8), this deformation is given by:

$$\varepsilon_l = \frac{dw}{dx} = \frac{1}{E_p} \left[ -\sigma_x - \nu_p \left( -q_i + \frac{1 + Y_p^2}{Y_p^2 - 1} q_i - \frac{2Y_p^2}{Y_p^2 - 1} q_o \right) \right] \quad (2.21)$$

with

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma_D e^{-\beta x} \\ q_i &= K_i \sigma_x \\ q_o &= K_o \sigma_x \end{aligned} \quad (2.22)$$

Therefore:

$$\frac{dw}{dx} = \alpha \sigma_D e^{-\beta x} \quad (2.23)$$

With:

$$\alpha = -\frac{1}{E_p} \left[ 1 + \frac{2\nu_p}{Y_p^2 - 1} (K_i - Y_p^2 K_o) \right] \quad (2.24)$$

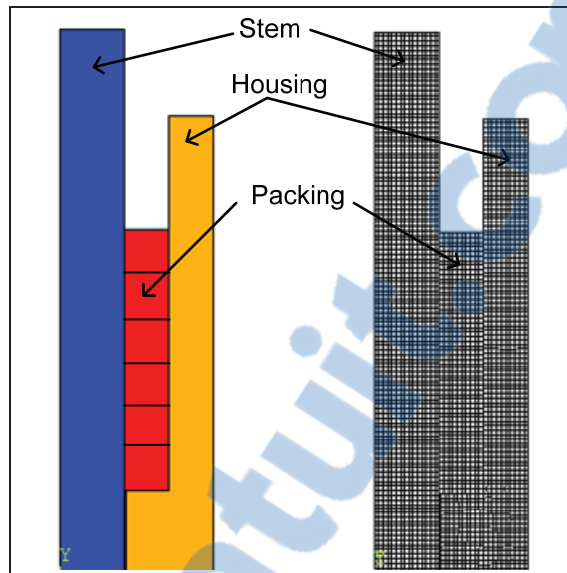
By integrating the expression (2.24) with the condition that no displacement is allowed at the lower packing surface, we find:

$$w(x) = \frac{\alpha \sigma_D}{\beta} \left[ e^{-\beta l} - e^{-\beta x} \right] \quad (2.25)$$

## 2.4 Finite element model

The validation of the proposed model is carried out using ANSYS 10 software (Ansys, 2003). It consists of simulating the behaviour of the packed stuffing box subjected to an axial gland stress. Also, to study the effect of the applied axial stress on the axial distribution of the lateral contact pressure at the packing-stem and packing-housing interfaces and the influence of the friction coefficients at these locations, an axisymmetric finite element model of the packed stuffing box, presented in Fig.2.3, is used. 2D 4-nodes, hyper elastic elements were used to model the packing material. Mooney-Rivlin material model is characterized by two constant  $C_1$  and  $C_2$  calculated from the compression experimental curve was employed.





**Figure 2.3** FE model of stuffing box packing.

The distributions of the radial and axial stresses along the packing axial direction together with the axial displacement were obtained for various imposed axial gland stresses and for various friction coefficient values. The lateral pressure coefficients are then calculated for the compressed flexible graphite packing. To examine the effect of the number of the packing rings on the behaviour of the stuffing box, 2 to 8 rings were considered. The rings have an inner diameter of 28.575 mm and a width of 9.525 mm. Three gland stresses of 10, 35 and 50 MPa, were applied to the packing with various values of friction coefficient ranging from 0.15 to 0.25.

## 2.5 Results and discussions

The proposed analytical model suggests that axial and radial contact stresses are independent of the applied gland load and are constant for all vertical positions. Furthermore, the relationships (2.17) and (2.18), show that the lateral pressure coefficients  $K_i$  and  $K_o$  are independent of the friction coefficient but are a function of the mechanical and geometrical characteristics of the assembly components. In addition, for the data used in this study,  $K_i$  and  $K_o$  values are found quite similar as may be appreciated from Table 2.2. The finite element analysis confirms this finding. The ratio of  $K_i/K_o$  is close to one whatever the

applied gland stress is as shown in Fig. 2.4. It is to be noted that Eqs (2.1) and (2.2) taken from references (Pengyun S., 1997 and Diany M., 2006) give rather large ratios close to 1.5. The values of  $K_i$  and  $K_o$  calculated by the proposed model are also validated with those obtained experimentally by Bartonicek and al. (1996).

Tableau 2.2 Comparison between Analytical and FE models

	$K_i$	$K_o$	$\frac{K_i}{K_o}$
<i>Equation 1</i>	--	--	1.470
<i>Equation 2</i>	--	--	1.533
<i>Analytical model</i>	0.649	0.653	0.994
<i>MEF</i>	0.600	0.591	1.016

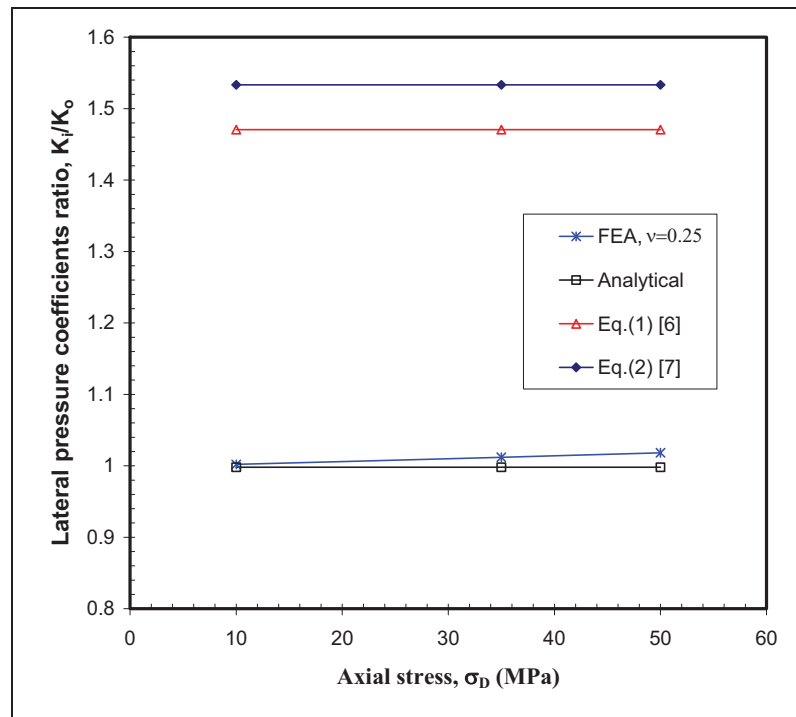


Figure 2.4 Lateral pressure coefficients ratio vs gland axial stress.

The finite element analysis allowed a further look onto the effect of the applied gland stress, the friction coefficient and the number of packing rings on the lateral pressure coefficients. Figure 2.5 presents the results of such effects on the inner lateral pressure coefficient  $K_i$ . For the same axial stress, the effect of the friction coefficient is less significant since at most less than 10% is observed with a 50 MPa gland stress. Of particular importance is the lateral pressure coefficient decreases with increased gland stress. Nevertheless, in all cases the lateral pressure coefficients ratio was found to approach unity as indicated in Fig. 2.6. This ratio remains constant at all time even after some relaxation has taken place (Diany M., 2007)

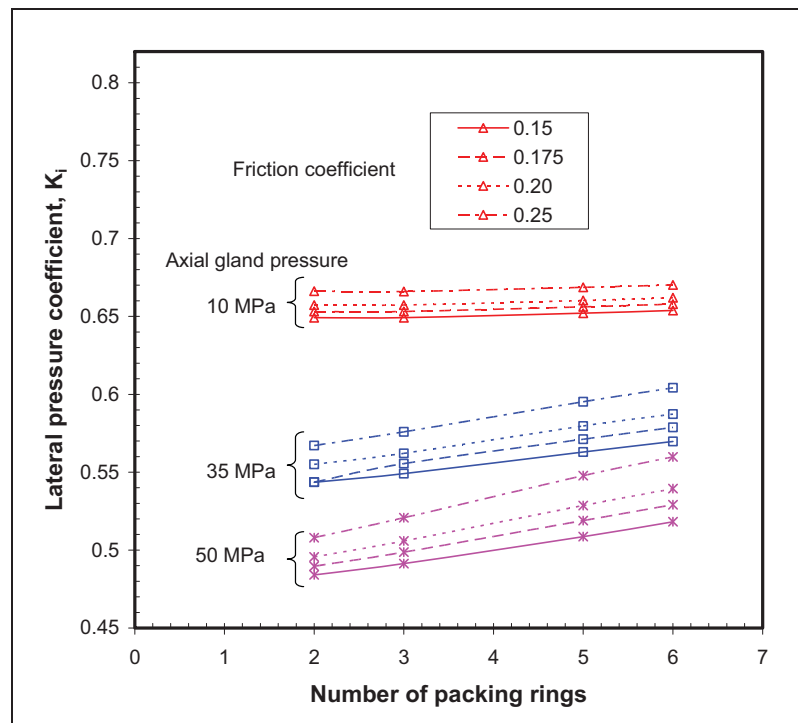
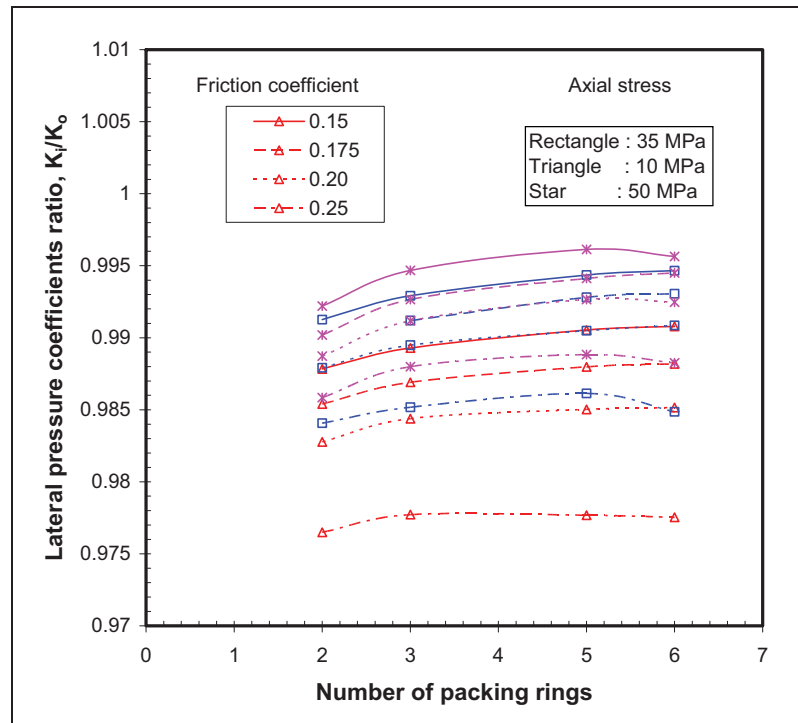


Figure 2.5 Inside lateral pressure coefficient.



**Figure 2.6 Lateral pressure coefficient ratio.**

Figures 2.7 and 2.8 show the effect of the gland stress and the friction coefficient on the axial displacement using FE analysis and the analytical model for 5 and 6 packings respectively. These figures show that for a given vertical position, when the gland stress increases or the friction coefficient decreases, the displacement increases. The displacement increases from almost zero at the lower packing surface to reach the maximum on the upper surface. Although these figures show a similar trend, the comparison between the two methods is clearly indicated in Figs. 2.9 and 2.10 for gland stresses of 35 and 50 MPa. It is to be noted that the difference between the two methods depends on the friction coefficient and packing compression stress. The scatter is wider at the mid-axial position and is about 20% when  $\sigma_D=50$  MPa and  $\mu=0.25$ . For all other lower friction coefficients and axial packing stresses, the difference is not significant.

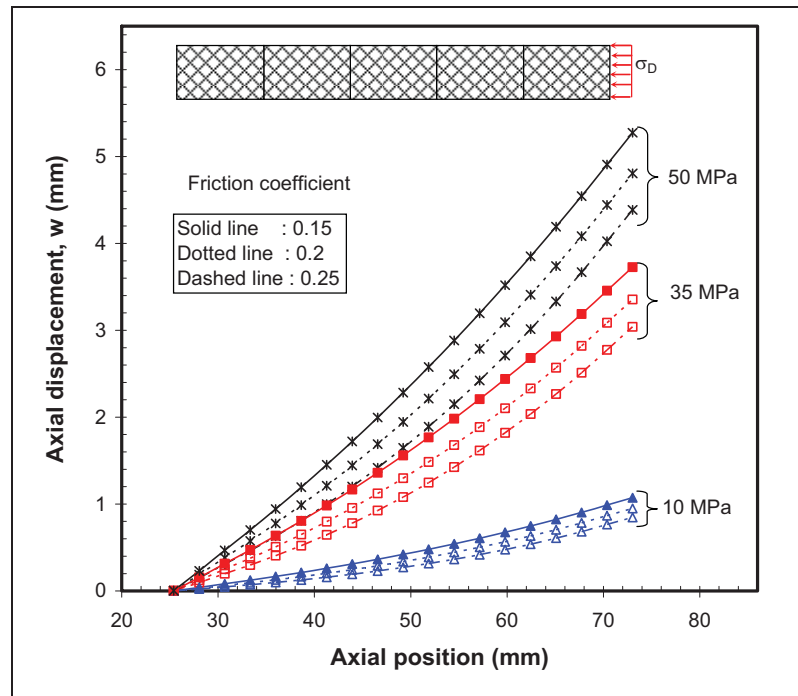


Figure 2.7 FE axial displacements for five packing rings.

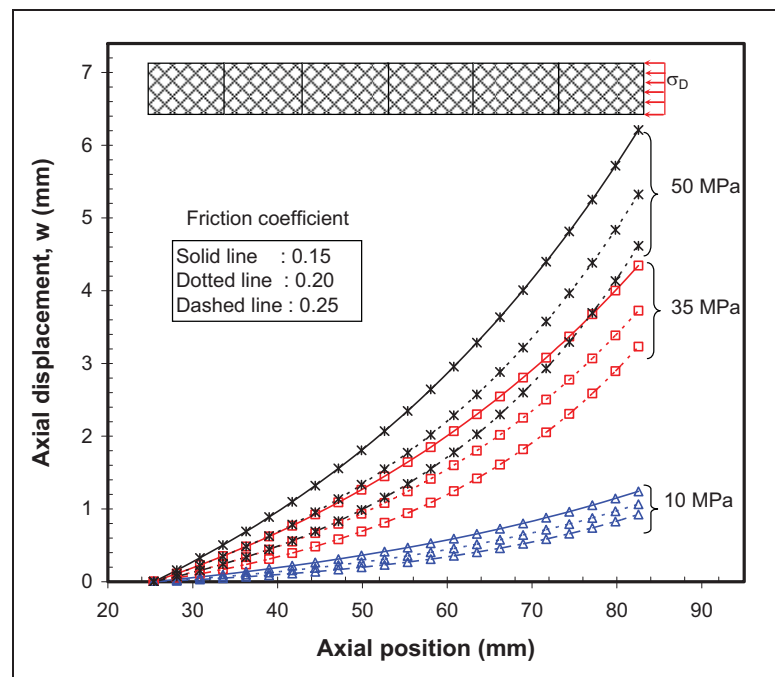


Figure 2.8 Analytical axial displacements for six packing rings.

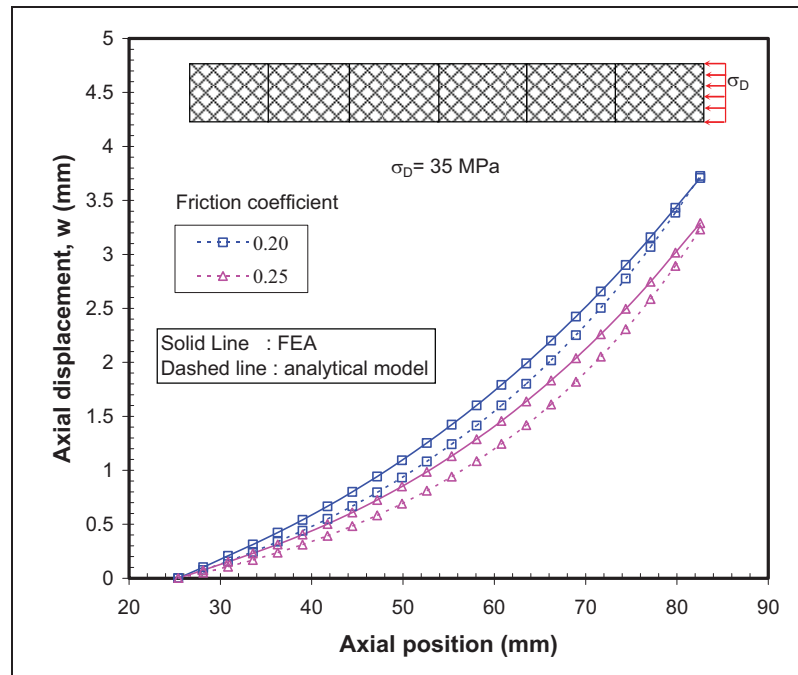


Figure 2.9 Analytical and FE packing axial displacements for  $\sigma_D=50$  MPa.

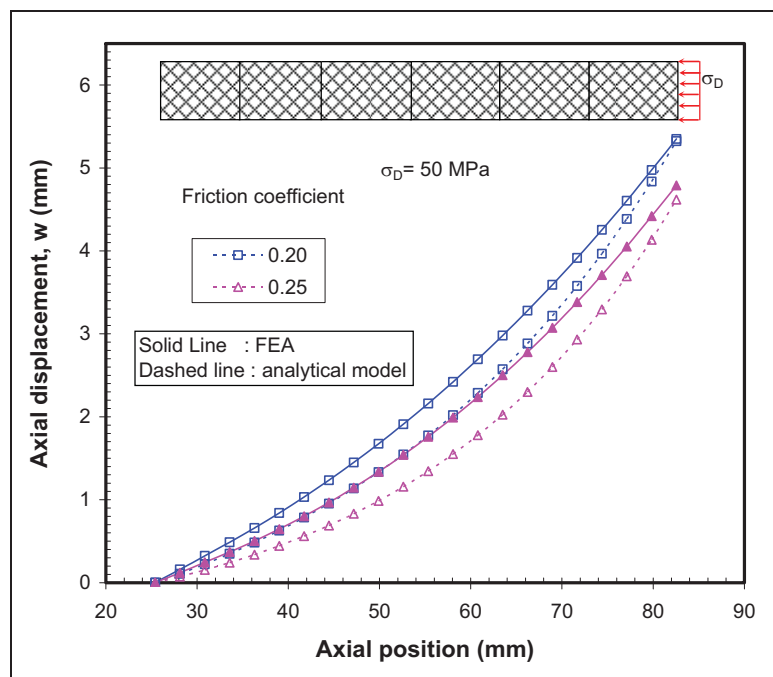
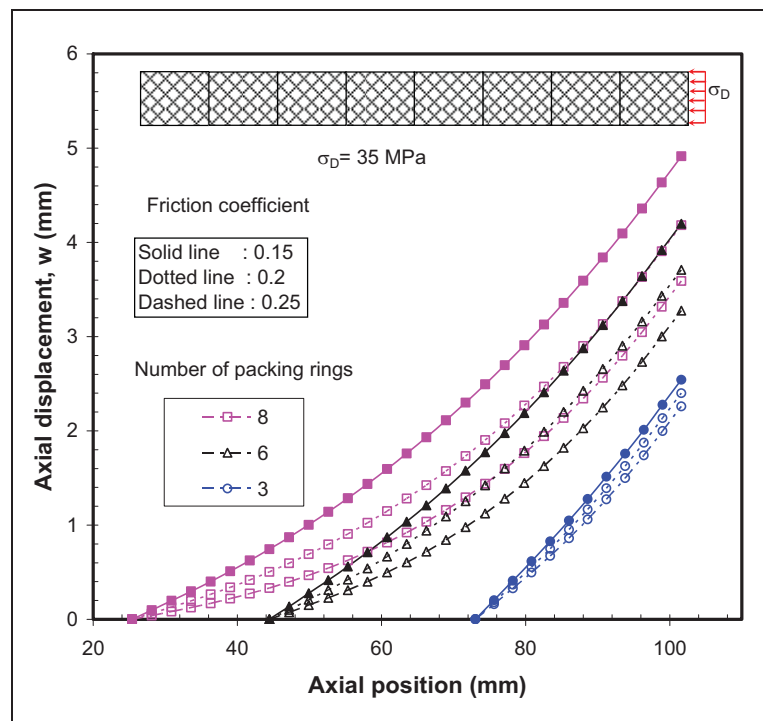


Figure 2.10 Analytical and FE packing axial displacements for  $\sigma_D=35$  MPa.

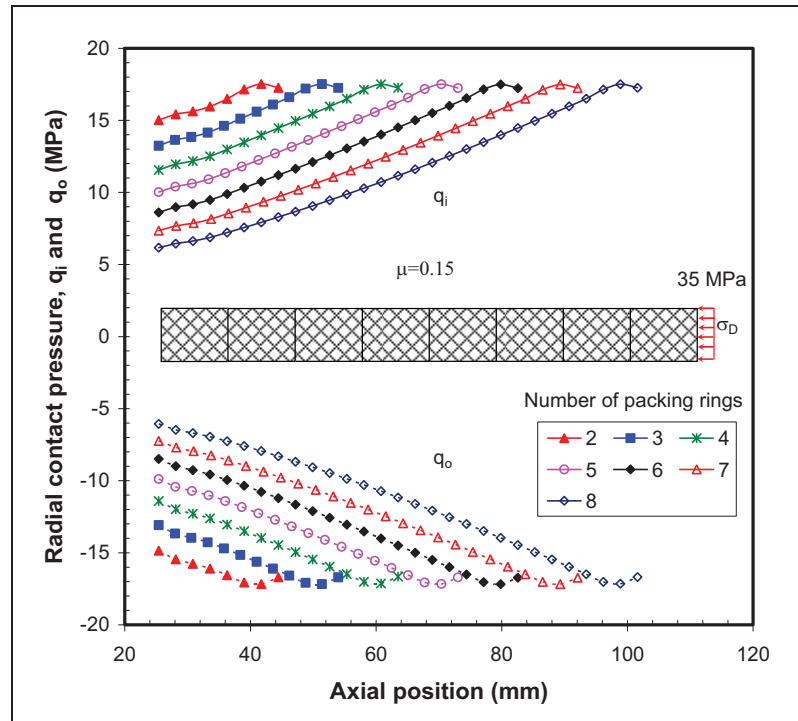
Although the hyper elastic material defined by the Mooney-Rivlin model is the nearest available Ansys material model to packing behaviour, its constants are determined by a tri-axial stress test and is only considered for the loading case. Notwithstanding, it is believed that the shear effect not accounted for by the analytical model is what causes this difference. In addition, the representativeness of the packing material behaviour by Mooney-Rivlin model can be questionable to a certain extent. Recent study (Ruaidhe M.N., 2003 and Roe M., 2008) suggests that porous bodies such as exfoliated graphite packing are modeled using modified Cam-Clay material behaviour which in general can describe soil and rock because such materials consolidate under pressure and are prone to shear. Nevertheless, for the purpose of validation of the developed analytical model during initial loading, the Mooney-Rivlin model is considered acceptable. Figure 2.11 shows the axial displacement for different number of packing rings and friction coefficients for the same axial stress.



**Figure 2.11 FE packing axial displacement for  $\sigma_D=35$  MPa.**

The effect of the packing rings number on the contact pressure distributions of  $q_i$  and  $q_o$  along the vertical position is also shown in Fig. 2.12. It is evident that, for a given position,

both interface contact stresses increase with a decrease of the number of packing rings. The curves show a substantial decrease of contact stress at the opposite side of the gland in the case of high number of packing rings. Besides being a source of leakage paths, this low compressed region may provide space for relaxation to take place.



**Figure 2.12 Radial contact stresses  $q_i$  and  $q_o$ .**

Figures 2.13 and 2.14 show the superposition of the contact pressure distribution curves of different number of packing configurations. A change in the coordinate system is conducted to bring the contact surface between the gland and the first packing at the same axial position. The resulting outcome is a perfect overlap of the eight curve cases with all the points laying on one curve with the exception of a few points that are the subject of end effects. These curves could be used to select the number of packing rings required to guaranty the sealability of the stuffing box packing system based on an acceptable criterion. For example, the number of packing can be limited to those having a contact stress above a multiple value of the fluid pressure.



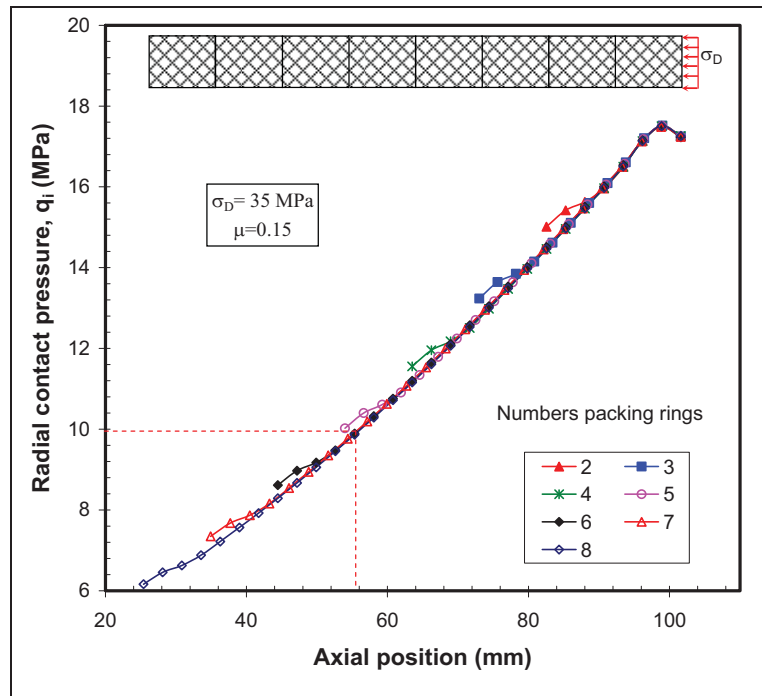


Figure 2.13 Superimposed radial contact pressure distributions.

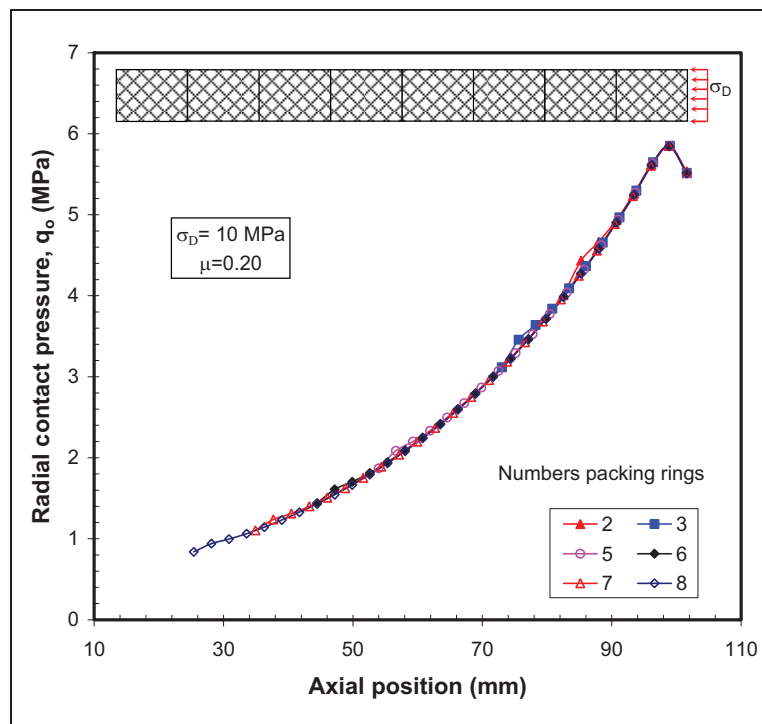


Figure 2.14 Radial contact stress for  $\sigma_D = 10 \text{ MPa}$  and  $\mu = 0.20$ .

## **2.6 Conclusion**

An analytical model based on thick cylinder theory has been developed to model the stem-packing-housing interaction. The model gives reliable contact pressure distributions at the interfaces and can predict the deformations involved. The results were successfully compared to those of FEA and experimental studies of the literature. The model suggests that the contact pressure ratio is close to one, while the interface contact pressure depends on several parameters including geometry, materials and friction. The model has potential in predicting contact stress as a function of geometry, materials, friction coefficient and load and therefore could be used as a tool for the design of stuffing box packing. In particular, the model could be used to optimise the number of the packing rings depending on the level of tightening and the operation conditions.

## **Acknowledgments**

The authors wish to express their gratitude to the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada for partially financing this study. They also wish to thank Dr. Le Van Ngan and Henri Champlaud for their help and generosity in sharing their scientific knowledge.

## CHAPITRE 3

### SHORT TERM RELAXATION MODELING OF VALVE STEM PACKINGS

Cet article a été publié comme l'indique la référence bibliographique.

Diany, Mohammed. et Abdel-Hakim Bouzid. 2009. « Short Term Relaxation Modeling of Valve Stem Packings ». Journal of Tribology ASME, Vol. 131, July 2009, p. 032201-6.

#### Résumé

L'étanchéité du presse-étoupe utilisé dans les valves est conditionnée par le maintien des pressions de contact à un seuil minimal déterminé en fonction des caractéristiques géométriques et mécaniques des différentes composantes du système. Cependant les valeurs des pressions de contacts varient dans le temps à cause du phénomène de relaxation. Ceci est un obstacle majeur pour déterminer les conditions de fonctionnement du presse-étoupe et sa performance à l'étanchéité à long terme.

Dans cet article, en se basant sur la théorie des cylindres à paroi épaisse et en utilisant la méthode de l'analogie élastique, un modèle analytique est développé pour caractériser le comportement en relaxation de la garniture du presse-étoupe. Ceci permet aussi de suivre l'évolution des pressions de contact entre, d'un côté la garniture et de l'autre côté la tige et le boîtier. Les équations de la théorie élastique sont adoptées pour l'étude de la relaxation de la garniture en remplaçant le module d'élasticité de la garniture par un module de relaxation défini par le modèle de Maxwell généralisé. Ce module de relaxation décrit le comportement viscoélastique de la garniture et est présenté sous forme d'une série de Prony avec huit termes.

Les résultats de ce modèle analytique sont comparés avec ceux obtenus par éléments finis utilisant un modèle axisymétrique 2D. Cette comparaison montre que le modèle analytique développé a un grand potentiel puisque ses résultats sont comparables à ceux de l'analyse par éléments finis. Les valeurs des contraintes axiales et de contact diminuent dans le temps mais leurs distributions le long de la garniture gardent la forme exponentielle. Cette étude a prouvé également que les coefficients de la pression latérale demeurent constants dans le temps et que leur rapport approche l'unité. On suggère à la fin d'extrapoler ce modèle analytique pour prédire le comportement à long terme de la garniture du presse-étoupe.

### **Abstract**

The long term tightness performance of stuffing box packings, used in valves, is conditioned by the capacity of its sealing material to maintain a contact pressure to a predetermined minimal threshold value. Due to creep, this contact pressure decrease with time depending on the creep properties and the stiffness of the housing. Assessing relaxation is a key parameter in determining the tightness performance of a valve stem packing over time.

An analytical model based on the packing viscoelastic behaviour is developed to assess the contact pressures between the packing material and the stem and the housing and their variation with time. In parallel an axisymmetric 2D finite element model was build to validate and support the analytical model. The valve stem packing relaxation performance is an important design parameter to consider when selecting compression packings.

### **3.1 Introduction**

In general, industrial installations that utilize pressurized mechanical equipment are permanently subject to great risk of fluid escapes (Chambers A., 2003). When these escapes exceed acceptable limits, they can harm the environment and cause accidents, shut-downs of

units and loss of revenues. Valves, which are used in the chemical and nuclear industries to control fluid circulation, belong to this category. The reliability of these mechanical components is evaluated not only by their ability to confine fluid on one side but also by its capacity to not leak through the compression packing (Ruggieri S. K., 1986 and Velan A. K., 1973). In fact, the most critical part of a valve is the stuffing box packing. Currently, the stuffing box behaviour is little known about, and there is no code that provides a detailed procedure to design and verify the sealability of stuffing box components.

The packing is compressed by the gland which exerts a load uniformly distributed on the packing top face but decreases gradually along the axis of the stem. Referring to Fig. 3.1, the packing compression and deformation generate radial stresses and hence contact pressures, on the internal housing and the external stem surfaces. The sealing performance of the valve depends on the values of these contact pressures (Flitney R. K., 1986). Therefore, their decrease with time is an important parameter to consider in the design (Pothier N. E., 1976). The optimal initial compression that ensures a safe operation at long term is key success at the design stage.

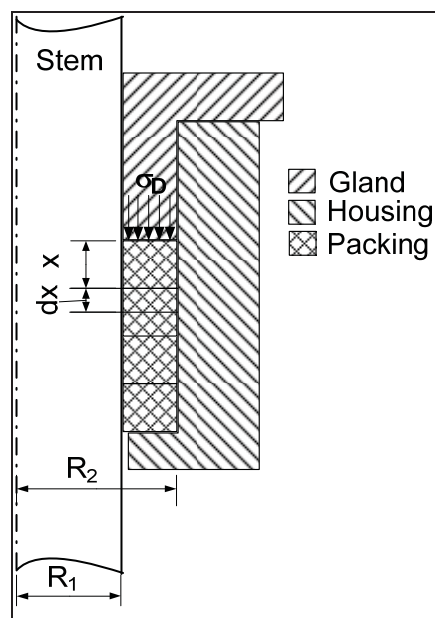


Figure 3.1 Packed stuffing-box.

In this paper, it is proposed to assess the axial and radial stress variations with time as a function of the initial compressive load and the mechanical and geometrical assembly characteristics. The packing is modelled as a viscoelastic material and is subjected to relaxation with time.

### 3.2 Background

Several research teams proposed analytical models, supported by experimental studies, to characterize the stuffing box packing behaviour some of which considered relaxation. Without considering the time effect, Danny and al. (1957) found that the ratio of the radial stress over the axial stress, called lateral pressure coefficient, is constant:

$$K = \left( \frac{q_x}{\sigma_x} \right) \quad (3.1)$$

W. Ochonski (1988) proposed a theoretical analysis to evaluate the distribution of the radial stress on the interfaces packing-stem and packing-housing. The deformation of the packing under load together with the frictional resistance of the packing against the stem and housing cause a non-uniform distribution of both the axial stress and the lateral contact stresses. Figure 3.2 shows the model used to evaluate the axial and radial compression stresses in the packing material. With the axial balance of the forces acting on the packing and neglecting shear, it can be shown that the axial stress is given by the following:

$$\sigma_x = \sigma_D e^{-\frac{4(\mu_i K_i d + \mu_o K_o D)}{D^2 - d^2} x} \quad (3.2)$$

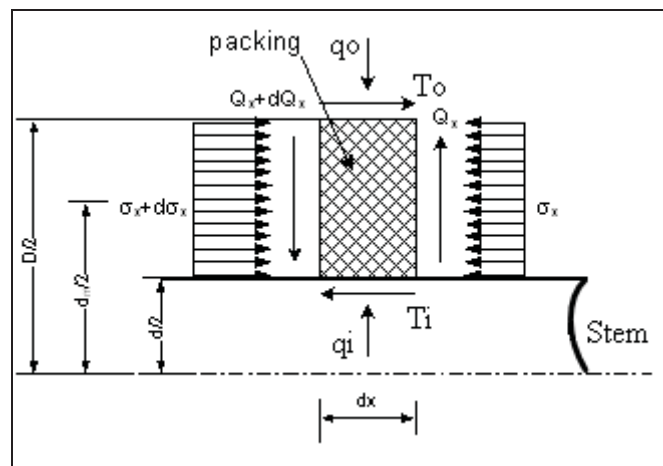
Therefore, the radial contact stresses,  $q_i$  and  $q_o$  at the packing-stem and packing-housing interfaces respectively are:

$$q_i = K_i \sigma_x = K_i \sigma_D e^{-\beta x} \quad (3.3)$$

$$q_o = K_o \sigma_x = K_o \sigma_D e^{-\beta x} \quad (3.4)$$

where

$$\beta = \frac{4(\mu_i K_i d + \mu_o K_o D)}{D^2 - d^2} \quad (3.5)$$



**Figure 3.2 Packing model under load.**

Using a test bench, Ochonski determined the values of these lateral pressure coefficients for braided packing of asbestos yarn, impregnated with PTFE. Pengym and al. (1997) considered, in addition to the radial balance, the moment equilibrium. They substitute the axial stress by concentrated forces acting on the inner and the outer part of the packing at its mid axial location. They expressed the ratio of the radial stress over the axial stress according to the packing dimensions and the friction coefficient ratio between the packing and stem and the packing and the housing. A more rigorous calculation (Diany M., 2006) of the moments neglecting shear, gives a relation slightly different from that of Pengym and al (1997).

One of the major obstacles to determine the optimum initial compression applied by the gland is the evaluation of the contact pressure loss between the packing and the housing caused by relaxation. Analytical studies carried out on relaxation in stuffing box packings are

very limited. However, several authors led experimental studies to characterize relaxation of packing material. Tashiro and al. (1990) developed a viscoelastic model to describe packing relaxation stress over time. Their model is derived from the more general Maxwell model. It consists of three elements; a linear spring, a dashpot and a nonlinear spring defined by a nonlinear function of strain and the stress. In order to determine the viscoelastic model constants, they carried out an experiment in which the packing rings are introduced into the housing and compressed with a gland and the final compression is kept fixed. The gland force was monitored continuously during the test while the packing was left to relax under displacement control in the axial direction while under the inherent rigidity of the assembly in the radial direction. Asbestos and graphite packing type were used. The analytical results obtained agree well with the experimental observations.

Klenk and al. (1999, 2001) among the researchers who tackled the stuffing box relaxation problem pseudo-experimentally. They suggested tackling the packing stress relaxation by introducing a relaxation factor which is the stress ratio between the assembly and service stages. This is based on tests in which an initial axial stress is applied to the packing and measuring its reduction with time while keeping the initial deformation constant. The authors placed around the housing a heating cell to carry out tests at high temperatures. In this test, the number of packing rings can be change to suit the application. The results of this study are summarized in graphs of stress relaxation curves at various temperatures. Ciortan S. and al. (2002) used a 3D model, using the FE Cosmos/M software. With this model they determined the radial and axial stresses distributions along the contact of the packing rings with the stem. The rheological behaviour of the packing consisted of a general model made of infinite parallel branches of springs and dashpots. They plotted distribution curves of stress relaxation of packing for several temperatures. They conclude that their method makes it possible to optimize maintenance procedures of the stuffing box systems.

Most of the analytical relaxation models in the literature are based on uniaxial viscoelastic model of the packing material to predict the loss of contact stress. Due to the complexity of the problem, the three dimensional behaviour of the stuffing box packing was ignored. The



interaction between the different elements of the stuffing box is not easy to account for and in particular the stiffness of the stem, the housing and the packing. To overcome these difficulties, an analytical study based on thick cylinder theory (Diany M., 2009a), allowed us to consider the lateral pressure coefficients,  $K_i$  and  $K_o$ , and to determine the stresses and strains profiles. Based on the previous study, an analytical model that accounts for the viscoelastic behaviour of the compression packing is developed in this paper in order to predict the relaxation of the stuffing box assembly. For validation purposes, the analytical results are compared to those of a more accurate 2D finite element model. In particular, the short term relaxation contact stresses at the packing-stem-housing interfaces were of interest in this study.

### 3.3 Analytical model

In our previous work (Diany M., 2009a) an analytical model that considers the flexibility of the different components that interacts in a stuffing box packing assembly was developed. The packing and the housing are treated using thick cylinder theory whereas the stem is considered as a solid cylinder subjected to compression.

Using Hooke's law and the compatibility of displacement at interface radii, the lateral pressure coefficients are expressed by the following equations:

$$K_i = \frac{a_{22} - 2Y_p^2}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} v_p (Y_p^2 - 1) \quad (3.17)$$

And

$$K_o = \frac{2 - a_{11}}{4Y_p^2 - a_{11}a_{22}} v_p (Y_p^2 - 1) \quad (3.18)$$

Where:

$$a_{11} = 1 - v_p + Y_p^2 + v_p Y_p^2 + \frac{E_p}{E_s} (1 - v_s)(Y_p^2 - 1) \quad (3.19)$$

and

$$a_{22} = 1 + \nu_p + Y_p^2 - \nu_p Y_p^2 + \frac{E_p}{E_h} (1 - \nu_h + Y_h^2 + \nu_h Y_h^2) \left( \frac{Y_p^2 - 1}{Y_h^2 - 1} \right) \quad (3.20)$$

For the same conditions the axial displacement at the contact with the gland ( $x=0$ ) is:

$$w_o = \frac{\alpha \sigma_D}{\beta} [e^{-\beta \ell} - 1] \quad (3.21)$$

With:

$$\alpha = -\frac{1}{E_p} \left[ 1 + \frac{2\nu_p}{Y_p^2 - 1} (K_i - Y_p^2 K_o) \right] \quad (3.22)$$

The above equations are function of the stem and housing geometric dimensions and their elastic characteristics. However, for a viscoelastic packing material, Poisson's ratio  $\nu_p$ , is considered constant while its modulus of elasticity,  $E_p$ , changes with time. The generalized Maxwell model shown in Fig. 3.3 (McCrum N. G., 2004), with eight Prony series coefficients, is adapted to characterize the viscoelastic packing behavior. These Prony coefficients, calculated from a modified polymer material data used by R. M. Christensen (1982) allow the calculation of the relaxation modulus according to the following relationship:

$$E_{\text{relax}}(t) = E_{\text{inf}} + \sum_j E_j e^{-t/\tau_j} \quad (3.23)$$

With

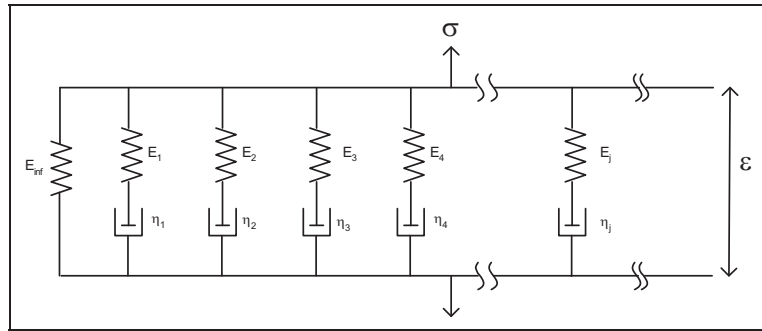
$$\alpha_j = \frac{E_j}{E_0} \quad \text{and} \quad \tau_j = \frac{\eta_j}{E_j} \quad (3.24)$$

and

$$E_0 = E_{\text{inf}} + \sum_j E_j \quad (3.25)$$

The packing relaxation modulus in Eq. (3.23) becomes:

$$E_p = E_{\text{relax}}(t) = E_0 \left[ \alpha_{\text{inf}} + \sum_j \alpha_j e^{-t/\tau_j} \right] = E_0 \left[ 1 - \sum_j \alpha_j (1 - e^{-t/\tau_j}) \right] \quad (3.26)$$



**Figure 3.3** A generalized Maxwell model.

The relaxation study consists of evaluating the variation of the radial and axial stresses with time when an initial axial displacement corresponding to an initial axial compression stress is imposed to the gland. The relaxation of the gland stress can be calculated as a function of the relaxation modulus  $E_p$ . Using Eq.( 3.21) the gland stress relaxation is given by:

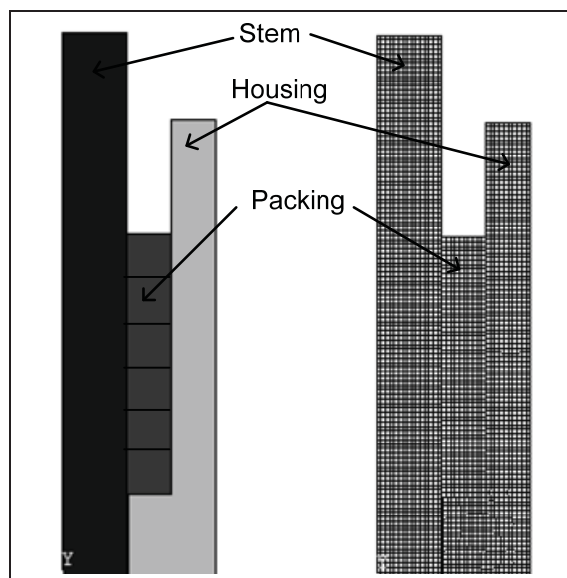
$$\sigma_D = \sigma_x(x=0, t) = \frac{\beta}{\alpha(t) (e^{-\beta t} - 1)} w_0 \quad (3.27)$$

Thereafter, the axial and radial contact stresses at any axial position can then be calculated by substituting Eq.( 3.27) for  $\sigma_D$  in Eqs. (3.2), (3.3) and (3.4).

### 3.4 Finite Elements Model

The analysis to simulate the stuffing box packing behavior under an axial imposed displacement of the gland is carried out using ANSYS software (2005). The investigation was conducted to estimate over a small period of time, the change of the axial stress and the contact pressure distribution along the contact interfaces packing-stem and packing-housing. An axisymmetric finite element model of the stuffing box, presented in Fig. 3.4, is employed.

2D axisymmetric viscoelastic element type with four nodes is used to model the compression packing. The visco-elasticity is defined using Prony series coefficients as in the analytical model. A mesh refinement convergence criterion based on the contact stress,  $q_i$  and  $q_o$ , was conducted to size the mesh. Although it is well established that friction and lateral pressure coefficients change with material pair, surface finish, axial compression, temperature and even wear, the model is run with a friction coefficient at both interfaces equal to 0.25.



**Figure 3.4** FE model of stuffing box packing.

The axial and radial stress distributions of the packing as well as the radial and axial displacement at its ID and OD can be obtained for various initial axial gland compressions. Six packing rings having each an inner diameter of 28.575 mm, an outer diameter of 47.625 mm and a square section of 9.525 mm x 9.525 mm, were used in conjunction with a 10 mm thick stuffing box housing. Various initial gland stresses of 30, 40 and 50 MPa, were considered. The application of the axial gland stress to compress the packing rings was achieved by imposing an initial equivalent displacement of  $w_o$  at the packing-gland contact surface. While keeping this displacement fixed relaxation, the change in the distribution of the radial contact stresses between the packing and stem  $q_i$  and the packing and the housing

$q_o$  together with the axial stress  $\sigma_x$  are obtained at different time intervals for a total period of time less than 20000 seconds or 5.5 hours.

### 3.5 Results and discussions

The proposed analytical model can evaluate the axial stress variation with time on the packing surface in contact with the gland. While the developed model considers that the axial stress does not vary with the radial position, the finite element model gives the stresses at the various radial and vertical positions. For example, Fig. 3.5 presents the axial stress profile of the packing at the internal diameter (ID), the mid diameter (MD) and the outer diameter (OD) after 0, 1000 and 10000 seconds of relaxation. It is clear that for a given period and at any vertical packing position, the axial stress is the constant with the radius except for the position close to the upper packing surface. For this position, the axial stress at the MD is smaller than that of the internal and outer diameters. Therefore, this confirms that it is reasonable to assume that on any given axial packing surface, the radial distribution of axial stress is uniform. Similarly, Fig. 3.6 compares the radial contact stresses at the packing-stem and packing-housing interfaces,  $q_i$  and  $q_o$ . For the same relaxation time, the two radial stress distribution curves are shown to overlap and therefore, it can be concluded that for the same vertical position the radial contact stresses at the packing ID and OD are equal. It is to be noted that the axial and radial stresses at the bottom packing ring does not vary significantly with time because the stress is rather low. At the upper surface, however, the contact stress of the first packing decreases rapidly before it stabilizes after few minutes.

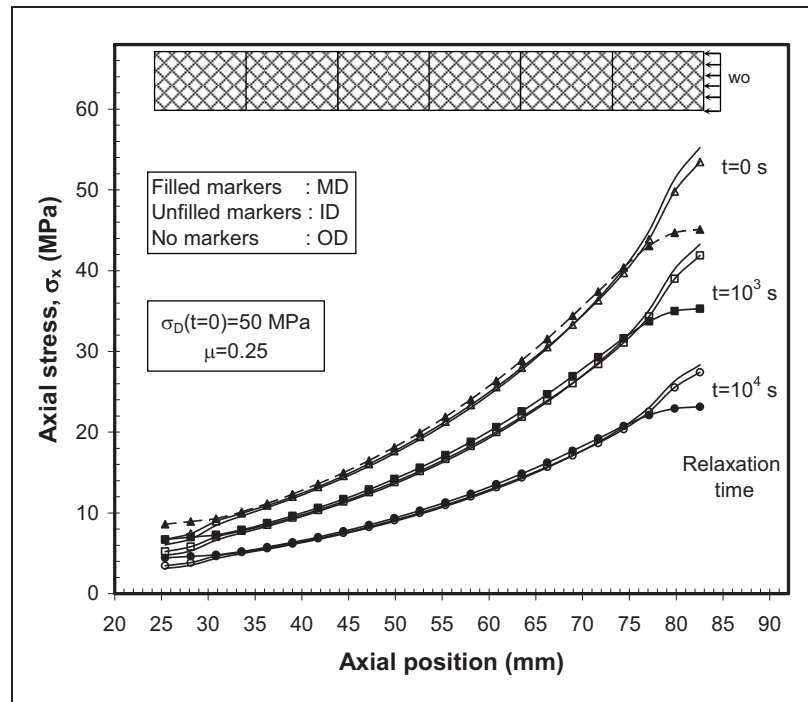


Figure 3.5 Finite element ID, MD and OD axial stress relaxation.

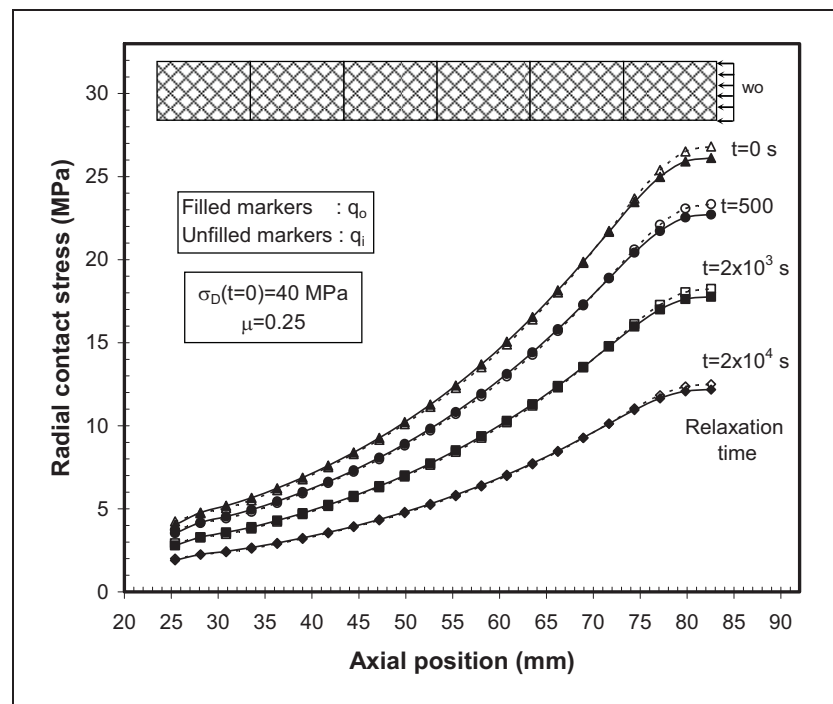


Figure 3.6 Finite element radial contact stresses relaxation.

To compare the results of the analytical model with those of the finite element analysis, Figs. 3.7 and 3.8 present, successively, the variation of axial and radial stresses along the packing ring length, obtained from these two methods for various relaxation times. For the same relaxation time, the curves of the two models compare quite well. The difference is larger for the stress at the upper and lower packing surfaces due to edge effects not accounted for in the analytical model. Nevertheless, the predicted exponential form of the stress variation is in a good agreement with the finite element results.

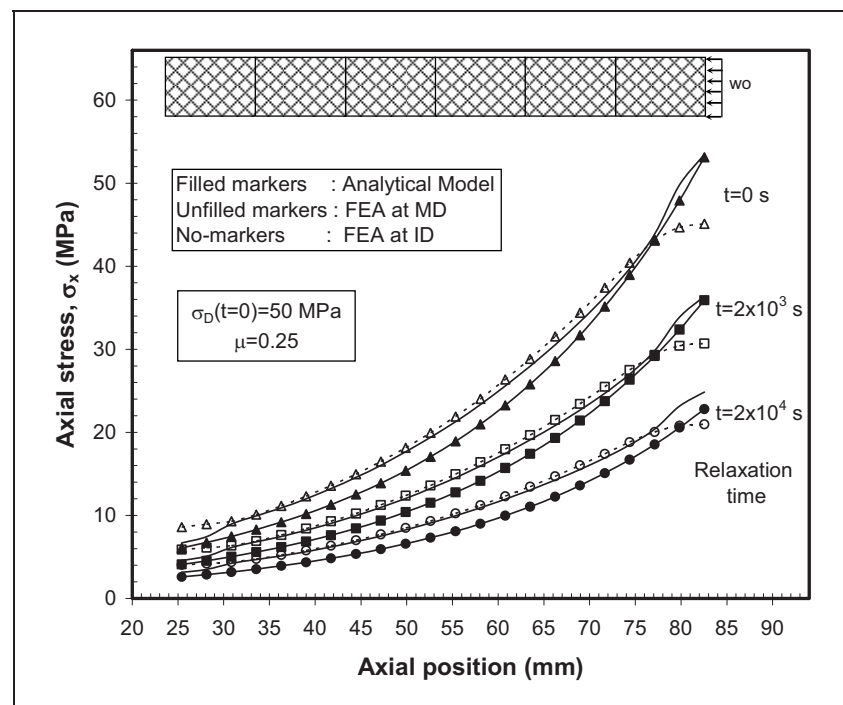
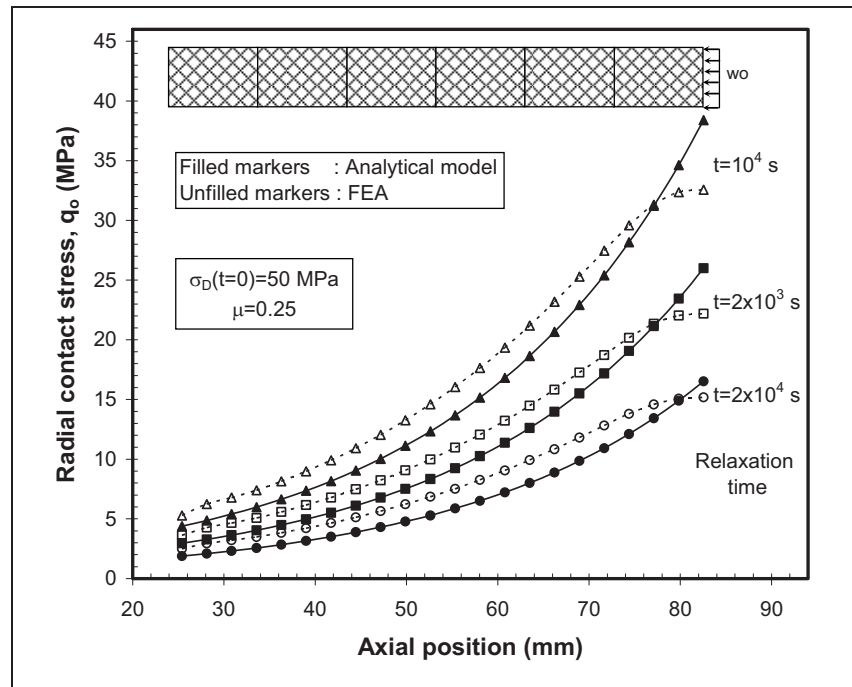


Figure 3.7 Comparison of axial stress variation with time.



**Figure 3.8 Comparison of radial contact pressure variation with time.**

One of the major obstacles when evaluating the performance of the stuffing box packing is the assessment of the packing relaxation. The sealing performance level of a stuffing box assembly is completely dependant on the capacity of the packing to provide and maintain the radial contact stresses to a predetermined minimal threshold value. The analytical model shows that the interface stresses generated during packing compression by the gland are directly related to the axial compressive stress and its variation with time. Figure 3.9 presents the relaxation of the axial stress at the upper packing surface for two initial gland compressions of 30 and 50 MPa. It is noted that the axial stress decreases quickly and reaches 30% of its initial value after only half an hour of relaxation. The relaxation is shown to settle after about 20000 seconds. Figures 3.10 and 3.11 compare the reduction of axial and radial stresses due to the packing material relaxation at three different positions along the packing length. The decrease of these stresses is more significant at the top packing surface than at the bottom surface. The analytical results compare well with the finite element ones especially at the low stress regions.



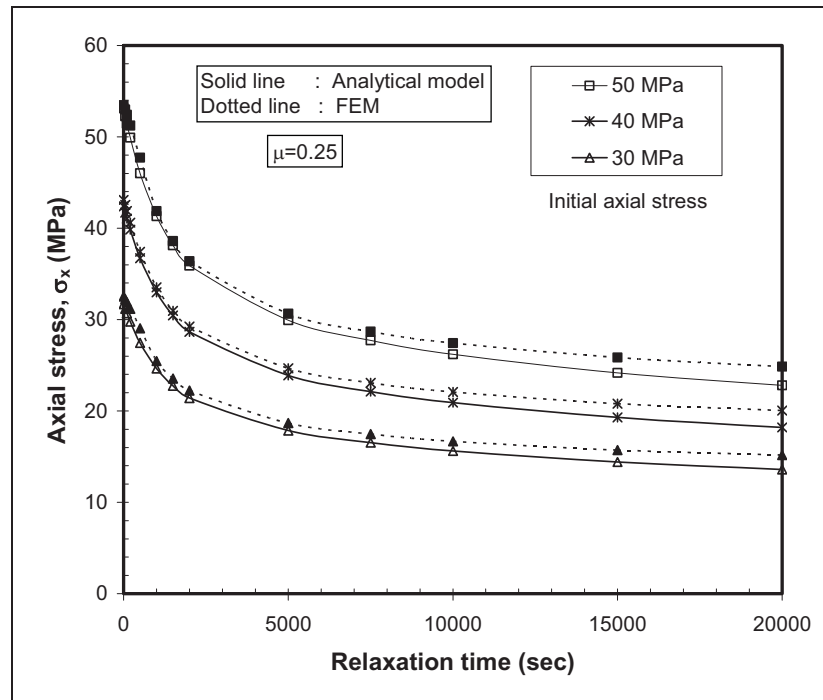


Figure 3.9 Relaxation of the gland compression stress from 50 MPa.

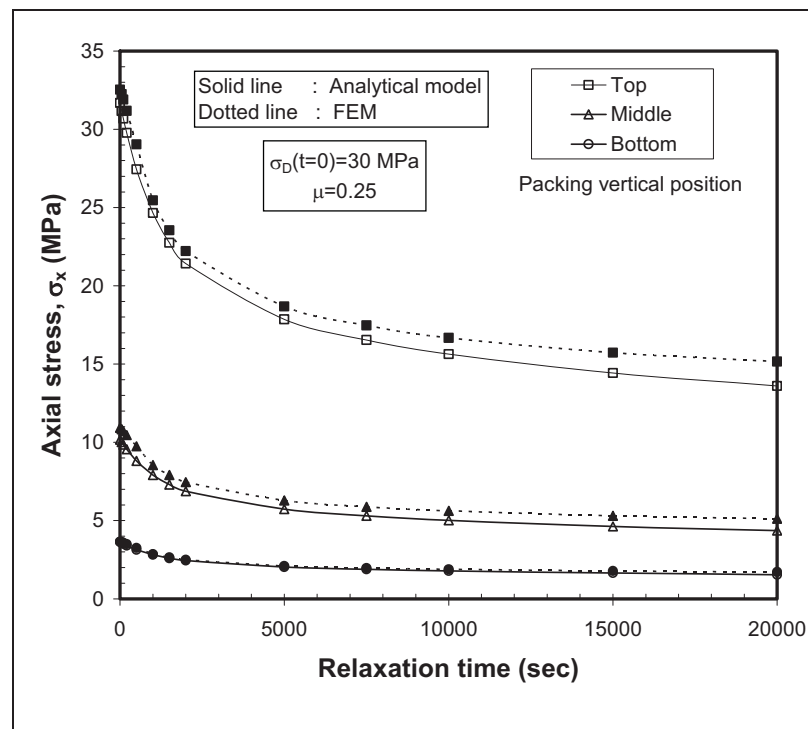
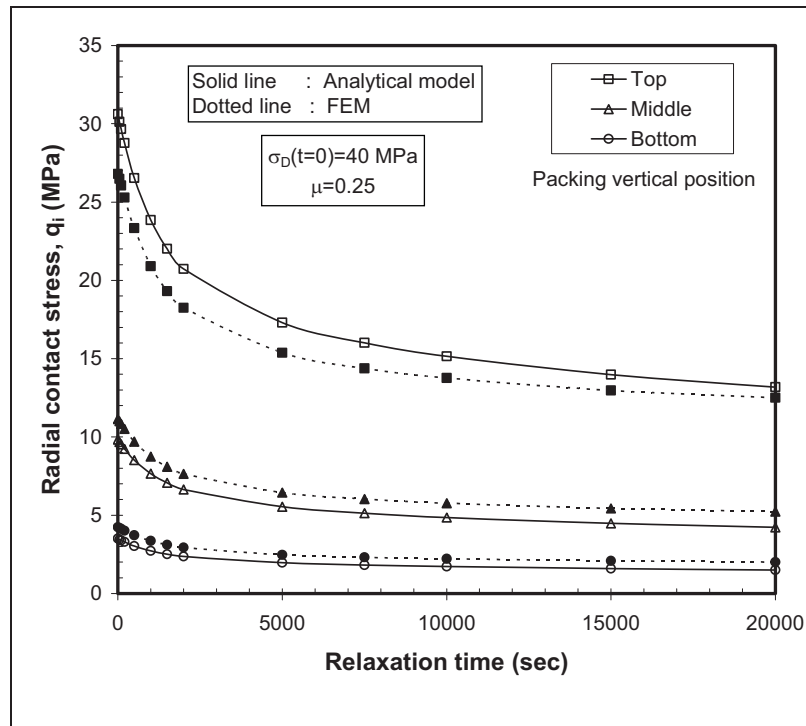


Figure 3.10 Relaxation of axial stress at three different axial positions.



**Figure 3.11 Relaxation of radial contact stress  $q_i$  at three different position.**

From the distributions of axial and radial stresses of both analytical and finite element models, the lateral pressure coefficients  $K_i$  and  $K_o$  are obtained as a variation of time and presented in Fig. 3.12. At a given time these coefficients are shown to be rather constant along the packing axis. The analytical model gives identical and constant values for  $K_i$  and  $K_o$ . However the finite element analysis gives slightly higher but constant values along the packing length except near the ends due to edge effects. Nevertheless, the difference does not exceed of 10 %. In addition, the ratio between  $K_i$  and  $K_o$  remains constant approaching unity as may be appreciated from Fig. 3.13.

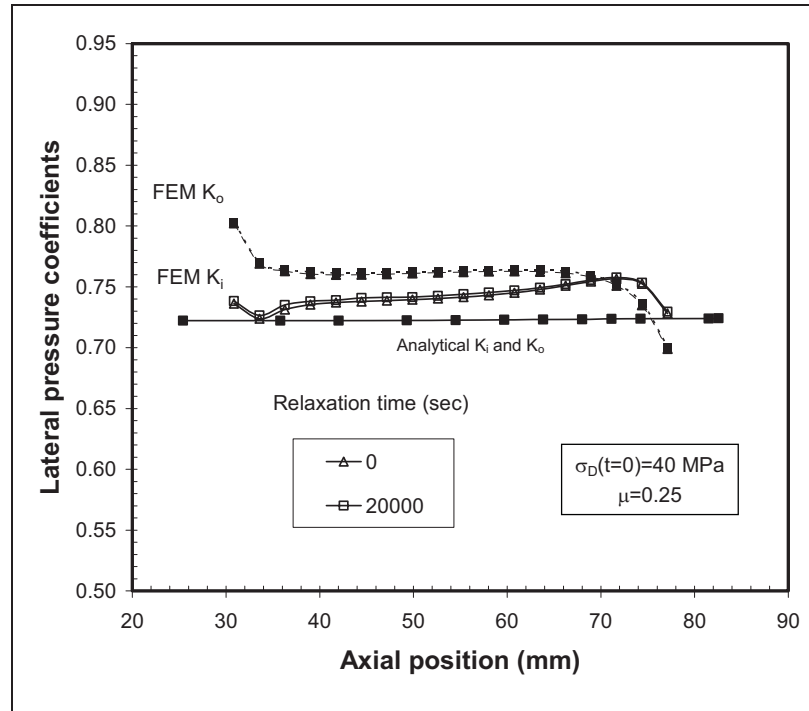


Figure 3.12 Comparison of lateral pressure coefficients.

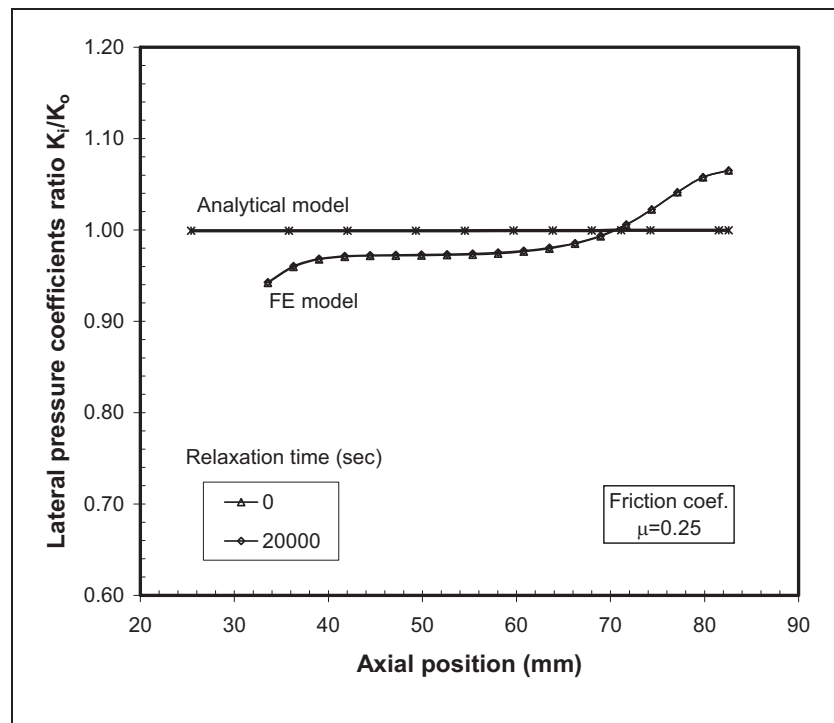
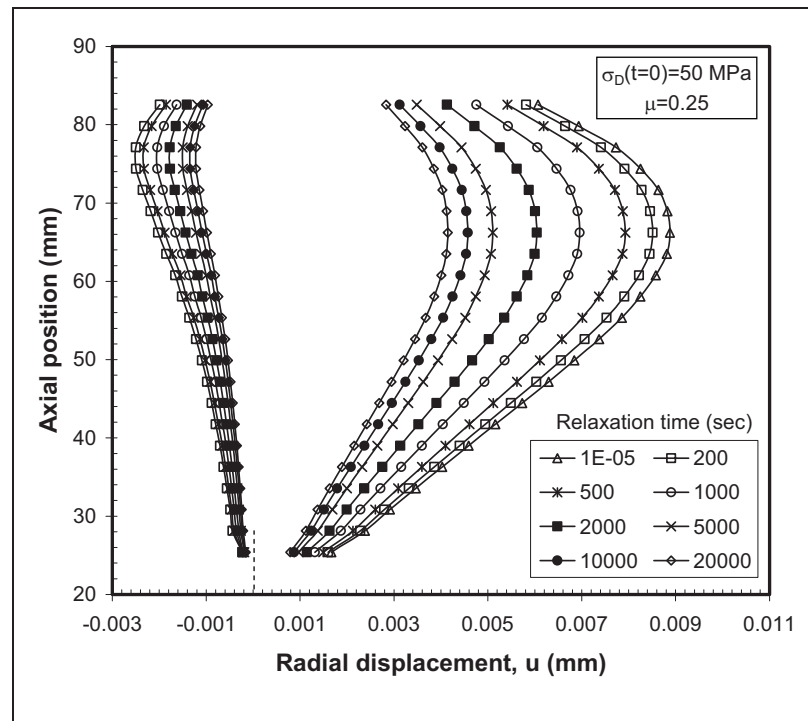


Figure 3.13 Comparison of lateral pressure coefficients ratio.

Figure 3.14 presents the variation with time of the radial displacements at the packing internal and external radius for an initial compression of 50 MPa. The values of these radial displacements are small compared to the axial displacements because the stem and housing are comparatively more rigid than the packing. However, at a given time and axial position, the displacement of the stem is smaller than that of the housing. In addition, the housing displacement decreases at a higher rate because the equivalent stress of the housing is relatively higher due to the tangential stress. The FE results show that the radial displacements at the lower axial position are relatively small.



**Figure 3.14 Radial displacement at the packing ID and OD.**

Although the analytical model short term relaxation predictions are in good agreement with the finite elements model, further improvement and validation with experimental testing is desirable. The three dimensional behaviour of the complete system including the flexibility of the stuffing box housing and stem was incorporated into the analytical model successfully. However, the model does not include other effects. The friction and wear conditions at the

interface, the leakage tightness, the temperature and other operating conditions such as vibration are just to name a few. The modelling of these parameters is particularly important to study the long term creep behavior including the influence of the stiffness on the relaxation characteristic and its impact on the leakage performance.

### **3.6 Conclusion**

The development of a three-dimensional analytical viscoelastic model taking into account the stiffness of the housing was necessary for better prediction of contact stress and the short term relaxation predictions. A parallel finite element analysis was conducted to simulate the viscoelastic behaviour of a stuffing box packing. The analytical model is shown to have potentials as the results are in well agreement with those of finite element analysis.

The distribution of the axial and lateral contact stresses of the packing seal relaxes with time but follows always an exponential law with the axial distance. This study showed also that the lateral pressure coefficients remain constant with time and close to one another. It is suggested to extrapolate this model for use to predict the long term behaviour of packings and investigate the effect of the stuffing box assembly stiffness on relaxation.

## CHAPITRE 4

### AN EXPERIMENTAL-NUMERICAL PROCEDURE FOR STUFFING BOX PACKING CHARACTERIZATION AND LEAK TESTS

Cet article a été accepté dans le Journal of Tribology (ASME) comme l'indique la référence bibliographique.

Diany, Mohammed et Abdel-Hakim Bouzid. 2010. « An Experimental-Numerical Procedure for Staffing Box Packing Characterization ». Journal of Tribology ASME, accepted, Juillet 2010.

#### **Résumé**

L'étanchéité des tiges de valves est assurée par le système de presse-étoupe. La performance de ce système d'étanchéité est directement conditionnée par le niveau de la pression de contact radiale générée lors de la compression axiale de la garniture. Le rapport entre la contrainte radiale et la contrainte axiale de compression, appelé coefficient de transmission de la pression latérale, est une des caractéristiques importantes requise pour assurer une bonne étanchéité. Cependant, la modélisation d'un presse-étoupe muni de garniture tressée exige la connaissance de plusieurs caractéristiques mécaniques autres que ce coefficient de transmission de la pression latérale. Ces caractéristiques ne peuvent être déterminées expérimentalement qu'à partir d'un essai de compression triaxial de la garniture.

Dans cet article, une méthode hybride expérimentale-analytique a été développée pour caractériser les garnitures tressées. L'exploitation des résultats de tests effectués sur un banc d'essais expérimental simulant le presse-étoupe, combinée à ceux d'une analyse par éléments finis ont permis de déterminer les caractéristiques mécaniques de la garniture. Deux types de

garnitures sont employés; la première est fabriquée à partir du Téflon et la deuxième à partir du graphite flexible.

Après la caractérisation mécanique de la garniture, des essais de mesure des taux de fuite ont été effectués pour différents efforts de compression et plusieurs pressions de gaz afin d'évaluer le niveau d'étanchéité de ces joints.

Pour l'étude expérimentale, un montage de presse-étoupe réel avec un boîtier et une tige a été utilisé. La charge axiale de compression, l'écrasement axial de la garniture et les déformations tangentielles aux surfaces extérieures du boîtier sont enregistrés. Dans la simulation par éléments finis, seul le boîtier est modélisé afin de déterminer la corrélation entre la contrainte de compression et la pression de contact radiale agissant sur sa surface intérieure.

Les résultats expérimentaux seuls ne permettent pas de déterminer les paramètres caractérisant le comportement mécanique de la garniture du presse-étoupe, vu la nature tridimensionnelle de son chargement. L'analyse par éléments finis a permis de compléter et d'exploiter les données expérimentales afin de déterminer les caractéristiques mécaniques de la garniture. Cette étude a montré qu'en général les caractéristiques mécaniques du graphite et du téflon dépendent du niveau de chargement.

Les résultats des essais de fuite ont indiqué que le Téflon exige moins de charge que le graphite flexible pour assurer le même niveau d'étanchéité. D'autre part, la relation entre la fuite et la charge de compression est linéaire dans une échelle semi-logarithmique. Cependant, le niveau de la fuite diminue avec le nombre d'anneaux de la garniture. Finalement, l'effort de compression axial minimum peut être déterminé pour un taux acceptable de fuite pour une pression et un nombre d'anneaux donnés.

## **Abstract**

The sealing of valve stems is ensured by the traditional systems of packed stuffing boxes. The performance of this type of sealing system used also in rotating equipment is dependent on the radial contact pressures generated by the packing axial compression.

The mechanical behavior of a packing seal is characterized by the transmission ratio of the radial stress over the axial stress known as the lateral pressure coefficient which is one of the required parameter used to select packing seals. However, the modeling of the packed stuffing box requires the knowledge of other mechanical characteristics such that compression modulus and Poisson's ratio.

In this paper, the mechanical characteristics of packing seals are obtained using a hybrid experimental-numerical procedure. The experimental study is carried out on an instrumented stuffing box packing test bench. The tests results of the experiments are coupled to the ones obtained by a finite element simulation of the test rig to determine the packing seal mechanical characteristics. Two packing types are used; one based on Teflon and the other one based on flexible graphite. In addition, leak rates are measured for different axial compressive stresses and gas pressures in order to estimate the tightness performance of such seals.

### **4.1 Introduction**

The sealing of valves stems is ensured by the traditional system of packed stuffing boxes. The performance of the stuffing box depends on the level of the radial contact pressure generated by the axial packing compression. This contact pressure must be large enough to prevent the fluid inside the valve body to escape to the external boundary or the atmosphere. The braided packing is manufactured from deformable and relatively incompressible material, such as Teflon, graphite, asbestos and some synthetic fibres. In general, the form of the section of the packing is square, as shows in figure 4.1.





**Figure 4.1** FG and PTFE packing rings.

The factors affecting the level of sealing are the clamping load applied by the gland to compress the packing, the confined fluid pressure, the mechanical and geometrical characteristics of the packing and the finished surface quality of the interfaces packing-stem and packing-housing. Nevertheless, other factors such as creep-relaxation, wear, thermal gradients, non-linear behavior and physicochemical degradation of packing material are of importance for the long term behavior. However, the factors that are mostly considered in the choice of the packing type are limited to the mechanical characteristics, the operating pressure, the fluid media, the chemical resistance and the operating temperature.

The mechanical behavior of the packing material is characterized by the transmission ratio which relates the radial contact stress and the axial compressive stress, known as the lateral pressure coefficient,  $K$ , and the traditional mechanical characteristics, namely the compression modulus,  $E$ , and the Poisson's ratio,  $\nu$ . The two last intrinsic parameters are used in Hooke's law to express the deformations as a function of stresses. For braided packing materials used in valve stuffing boxes, these characteristics are often not available because of the difficulties in tackling a tri-axial problem using an experimental test bench that reproduces the real stuffing box assembly behavior.

In this paper, an experimental study carried out on a test bench coupled to a numerical FE modeling of the stuffing box is presented. The combined results of the two methods are analysed together to allow the determination of the mechanical characteristics of the packing material. Finally, the leak rates of two packing materials with two packing rings configurations are measured to gage their tightness performance for different pressure and tightening conditions.

Currently there is no standard design methodology that can be used to select or size packings and there is no standard test procedure to characterize their mechanical behavior. However there are two recently adopted standards (Iso 15848 and APA) in Europe and America that are related to their leakage performance measurements. The European ISO 15848 describes the test procedure to evaluate the external stem and packing leakage of valves. Its first part deals with the classification system and the qualification test procedures of the assembled valves. The second part relates to the quality control of valve production lines for which the fugitive emission standards are applied. The American API 622 test standard, establishes a uniform test procedure for the evaluation of the performance of stem packing. The approach used in the test defined in this standard provides a method to evaluate valve packing independently of the manufacturer.

In the literature, the only information available on packing materials is limited to few uniaxial compression tests performed in research laboratories. Several teams of researchers carried out tests to measure the lateral pressure coefficient and the coefficient of friction. These tests consist of applying an axial load while blocking the radial displacement at the internal and external packing surfaces including the lower surface.

Ochnski W. (1988) used a braided packing from a white asbestos yarn, impregnated with Teflon. The packing section is square and pre-compressed. The sensors, in form of sheets with thin walls, were used for the radial stress measurement. On both external and internal surfaces of these sheets, strain gauges were glued in the circumferential direction. The sensors were gauged with oil using a manometer pressure. Bartonicek et al. (1996a, 1996b)

and Klenk et al. (1999, 2001) used the same assembly principle for the compression test. The objective of these tests is to determine the lateral pressure coefficients and the stress-strain relationship in the axial direction while blocking the movement in the other two directions. In Klenk's assembly, a packing ring is placed between two cylinders fixed to a rigid platform. The radial contact stresses are obtained by measuring the cylinders deformations using a correlation deduced from a finite element analysis. The deformations gages are placed in five axial positions and four circumferential locations. The packing displacement is measured by three LVDTs, placed at 120 degree apart along the circumference of the cylinders. The lateral pressure coefficients vary considerably with the axial stress applied during the first loading. However, for subsequent load cycles, the variation is relatively small. In addition to the compression test, Klenk et al. run other types of tests such as relaxation, friction and leak tests.

Ratanov et al. (1989) carried out a series of tests on different equipment that uses stuffing box packing to examine the effect of friction. They noted that friction increases when the operating fluid pressure increases, and is practically independent of the number of the packing rings. A general trend was obtained from which an estimate of the coefficient of friction was made. This allowed the determination of the packing compressive force required to maintain assembly sealing.

Domashnev et al. (1970) tried to evaluate experimentally the lateral pressure coefficient for several types of valve packing materials. The results of these tests show that if the packing is initially pre-compressed, the values of the lateral pressure coefficient are independent of the applied axial stress.

An experimental investigation was carried out by Pogodin et al. (1995) on a test bench containing a real industrial valve to identify potential problems related to high pressure and temperature. Two packing were tested; the first one was made of graphite-impregnated asbestos cord and the second one was flexible graphite based. The assembly was pressurized 4000 times and the stem of the valve was handled in opening and closing positions 80 times.

The results show that when the asbestos packing is used the leak increases with the number of cycles while for the flexible graphite packing the leak remains stable and smaller in magnitude.

In order to develop a calculation procedure similar to the one used for bolted flange joints that uses the  $m$  and  $y$  gasket factors, an experimental test procedure was elaborated by Veiga et al. (2009) to produce the required packing constants. Five rings made from four packing types manufactured from flexible graphite and Teflon, were tested. The objective was to determine the minimal tightening stress necessary to ensure valve sealing. This stress is defined as the gland compression load required that limits the leak rate to 0.001 ml/s when the gas pressure is 0.7 MPa. The choice of the tests conditions and the minimal stress criteria determination was not justified.

#### **4.2 Packing test bench**

In the above literature, the experimental studies were conducted on simplified test rigs in which the stem and housing rigidities were not accounted for. In fact, only the packing dimension parameters were investigated without considering the geometrical and mechanical characteristics of the other components of the stuffing box assembly. However, it was shown that the lateral pressure coefficient depends on the flexibility of the different components that interact in a stuffing box packing assembly (Diany M., 2006; Diany M., 2007). The current test bench reproduces the stuffing box assembly in which the packings, the stem, the housing and the gland are present.

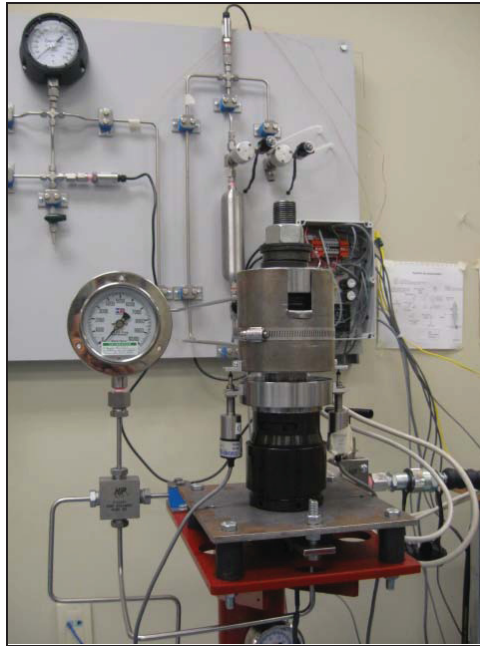
The test bench presented in Fig. 2 is designed to reproduce the real stuffing box physical conditions in which a packing can operate under compression and pressurization. A schematic of the test bench is presented in Fig. 3 including the pressurization, leak measurement and hydraulic systems. The main assembly or the stuffing box consists of a stem, a gland and housing. The packing is confined in the radial direction between the stem and the housing and in the axial direction between the gland and the housing base. The axial

packing compression is carried out by the gland which slides on the stem. The load is applied to the gland through a hydraulic tensioner. The stem is fixed to the test bench base. A manual hydraulic pump is used to apply pressure to the tensioner. The pressure is maintained constant in the system by an accumulator. The packing compressive load is applied through the stem and is measured by strain gages glued to it. The packing axial compression displacement is measured by two LVDTs placed diametrically opposed. In addition twenty strain gages are placed on the housing outside surface along the axial direction.

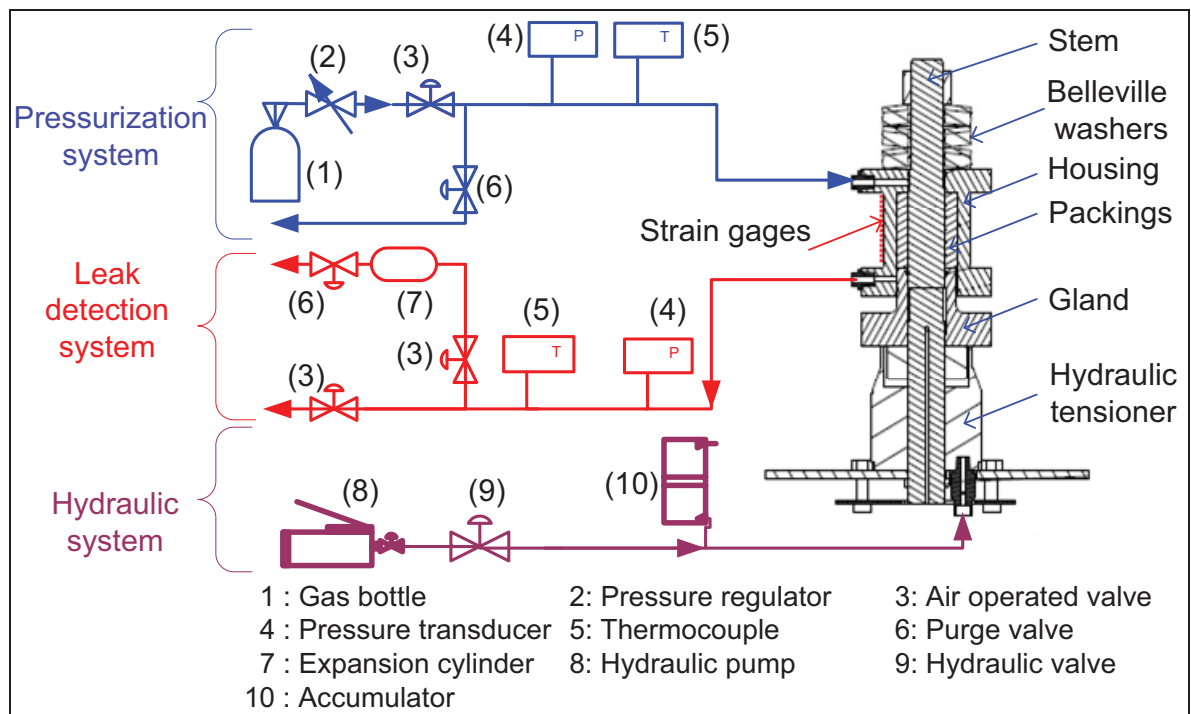
The contact pressure at the packing-stem and the packing-housing interfaces are not measured directly but deduced from an experimental-numerical analysis. Comparison of the numerical and experimental tangential deformation allows the evaluation of the lateral contact pressure ratio.

To identify the influence of the packing material type on the contact pressure values and the sealing of the assembly, flexible graphite (FG) and polytetrafluoroethylene (PTFE) packings were tested.

For the leak tests, three additional parameters are taken into account, the compressive seating stress, the gas pressure and the number of packing rings. The axial compressive stress was made to vary from 3.5 to 37 MPa and the gas pressure from 0.7 to 7 MPa.



**Figure 4.2** The stuffing box packing test bench.



**Figure 4.3** Schematic of the test bench

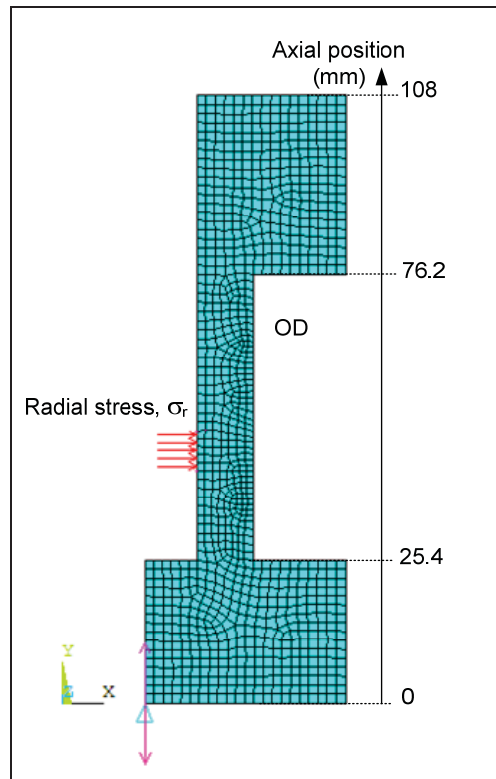
### 4.3 Packing characterization procedure

The experimental-numerical hybrid method used to characterize the mechanical behavior of the two packing types consists in using the experimental data and the numerical results of the finite element simulation to estimate the mechanical characteristics of the packing.

In this part of the study, only one ring was used. The axial compressive load, the axial packing displacement and the tangential deformations (or hoop strains) on the housing external surface were recorded. In the finite element simulation, only the housing is modeled. The objective was to determine the relationship between the radial contact pressure applied to the internal housing surface and the tangential deformations at the internal and external housing surfaces. By comparing the numerical and experimental deformations, the lateral contact pressure ratios and the mechanical characteristics  $E_p$  and  $\nu_p$  of the packing can be obtained.

#### 4.3.1 Finite element model study

This investigation was carried out using ANSYS software (Ansys, 2005). It consists in simulating the behavior of the stuffing box housing subjected to a lateral pressure produced at the packing-housing interface contact pressure. An axisymmetric four node plane element was used to model the housing as shown in Fig. 4.4. To avoid singularity only one node was constrained in the axial direction. The radial stress applied to the limited housing inner surface corresponding to the real packing contact surface. Depending on the applied load,  $\sigma_D$ , the packing width decreases and the axial position of the lateral load changes. The applied radial stress was varied between 0 and 50 MPa with a step of 1 MPa. For each run, the deformations and stresses were obtained at the internal and external housing surfaces. These parameters together with the experimental data were used to obtain the packing characteristics.



**Figure 4.4 Housing FE model.**

### 4.3.2 Calculation approach

The compression test of the packing ring is not a uniaxial loading test but a three-axial compression loading test rather. For a given level of the compressive stress,  $\sigma_D$ , the actual packing width can be obtained from the LVDT measurements. The measured housing outside surface deformations according to the vertical position can be matched to those obtained from the FEM simulation to evaluate the lateral contact pressure and hence determine the lateral pressure coefficient,  $K$ , as per Eq. (1).

$$K = \frac{\sigma_r}{\sigma_D} \quad (4.1)$$

The packing mechanical characteristic namely compression modulus,  $E_p$ , and Poisson's ratio,  $\nu_p$ , are calculated as a function of the applied load level.



For a packing ring, subjected to an axial compression with partially restrained radial displacements, the deformations,  $(\varepsilon_r)_p$ ,  $(\varepsilon_\theta)_p$  and  $(\varepsilon_\ell)_p$ , according to Hooke's law and considering Eq. (1), are:

$$\begin{aligned} (\varepsilon_r)_p &= \frac{1}{E_p} \left[ \sigma_r - \nu_p \sigma_\theta - \frac{\nu_p}{K} \sigma_r \right] \\ (\varepsilon_\theta)_p &= \frac{1}{E_p} \left[ \sigma_\theta - \nu_p \sigma_r - \frac{\nu_p}{K} \sigma_r \right] \\ (\varepsilon_\ell)_p &= \frac{1}{E_p} \left[ \frac{1}{K} \sigma_r - \nu_p \sigma_\theta - \sigma_r \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$

The radial deformation of the packing represents the variation rate of the radial displacement with respect to the radius. By linear approximation, this rate is supposed constant and it is given by the following relationship:

$$(\varepsilon_r)_p = \frac{du}{dr} \cong \frac{\Delta u}{\Delta r} = \left[ \frac{u_p(R_o) - u_p(R_i)}{R_o - R_i} \right] \quad (4.3)$$

At the packing-housing interface, the packing radial displacement is equal to that of the housing according the Eq. (4.4).

$$u_p(R_o) = u_h(R_o) = R_o (\varepsilon_\theta(R_o))_h \quad (4.4)$$

In addition, the stem considered as a solid cylinder is subjected to a radial interface pressure,  $\sigma_r$ , and an axial load such that:

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_s &= \sigma_r \\ (\sigma_\theta)_s &= \sigma_r \\ (\sigma_\ell)_s &= -\frac{A_p}{A_s} \sigma_D = -\left[ \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_i^2} \right] \frac{\sigma_r}{K} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Using Hooke's law, the radial displacement at the stem outside diameter is equal to radial displacement at the packing inside diameter and is given by:

$$u_s(R_i) = u_p(R_i) = \frac{R_i}{E_s} \left[ 1 - \nu_s + \frac{\nu_s}{K} \left( \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_i^2} \right) \right] \sigma_r \quad (4.6)$$

Substituting Eqs. (4.4) and (4.6) into Eq. (4.3) gives:

$$(\varepsilon_r)_p = \frac{R_o (\varepsilon_\theta(R_o))_h - \frac{R_i}{E_s} \left[ 1 - \nu_s + \frac{\nu_s}{K} \left( \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_i^2} \right) \right] \sigma_r}{R_o - R_i} \quad (4.7)$$

The housing tangential deformation at the inside radius,  $(\varepsilon_\theta(R_o))_h$ , is determined by finite element analysis according to the applied lateral load resulting from an axial compressive stress. The measured packing axial deformation is given by:

$$(\varepsilon_\ell(R_o))_p = (\varepsilon_\ell(R_i))_p = \frac{D_p}{h_p} \quad (4.8)$$

For convenience a parameter  $a_1$  is introduced in Eq. (4.8) such that:

$$a_1 = \frac{(\varepsilon_\ell(R_o))_p}{\sigma_r} = \frac{D_p}{h_p \sigma_r} \quad (4.9)$$

The finite elements analysis shows that the tangential deformation at the housing inner radius at the axial packing location varies linearly with the applied lateral pressure such that:

$$a_2 = \frac{(\varepsilon_\theta(R_o))_h}{\sigma_r} = \frac{(\varepsilon_\theta(R_o))_p}{\sigma_r} \quad (4.10)$$

Substituting Eq. (4.10) into Eq. (4.7) gives:

$$a_3 = \frac{(\varepsilon_r)_p}{\sigma_r} = \frac{R_o a_2 - \frac{R_i}{E_s} \left[ 1 - \nu_s + \frac{\nu_s}{K} \left( \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_i^2} \right) \right]}{R_o - R_i} \quad (4.11)$$

Finally, the combination of the Eqs. (4.2), (4.9), (4.10) and (4.11) gives a non-linear system of two equations in  $E_p$  and  $\nu_p$ . The resolution of the system of Eqs. (4.12) for each applied axial load allows the evaluation of the compression modulus,  $E_p$ , and the Poisson's ratio  $\nu_p$ .

$$\begin{aligned} K E_p \nu_p a_2 &= K - \nu_p - E_p K a_3 - K \nu_p^2 - \nu_p^2 \\ E_p a_1 &= 1 - K + \nu_p + E_p K a_3 - K \nu_p \end{aligned} \quad (4.12)$$

#### 4.4 Results and discussions

In order to characterize the stuffing-box packing material, the suggested method includes two steps that rely on the experimental test bench and the numerical FEM. The first step consists in evaluating the lateral pressure coefficient which is supposed to be equal for both packing-stem and packing-housing interfaces (Diany M, 2009a; Diany M, 2009b). The second step consists in calculating the variation of the compression modulus and the Poisson's ratio for different packing compressive load.

The load compression test results for the two materials types tested are presented in Fig. 5. Few loading and unloading cycles have been performed. It is clear that the tri-axial stress tests show a non-linear and non-elastic behavior for the first cycle and a quite linear behaviour for subsequent cycles with little hysteresis. The packing compression rate is much higher in the first cycle especially at low loads. This can be attributed to the presence of gaps and empty spaces between the packing rings and the walls in addition to the high packing material voids at low loads. The packing density depends on its structural nature. Its form of braided fibres is in a rather symmetrical and homogeneous way to keep material isotropy. It

is to be noted that the used PTFE packing contains a full heart of rubber-like material coated with braided fibres.

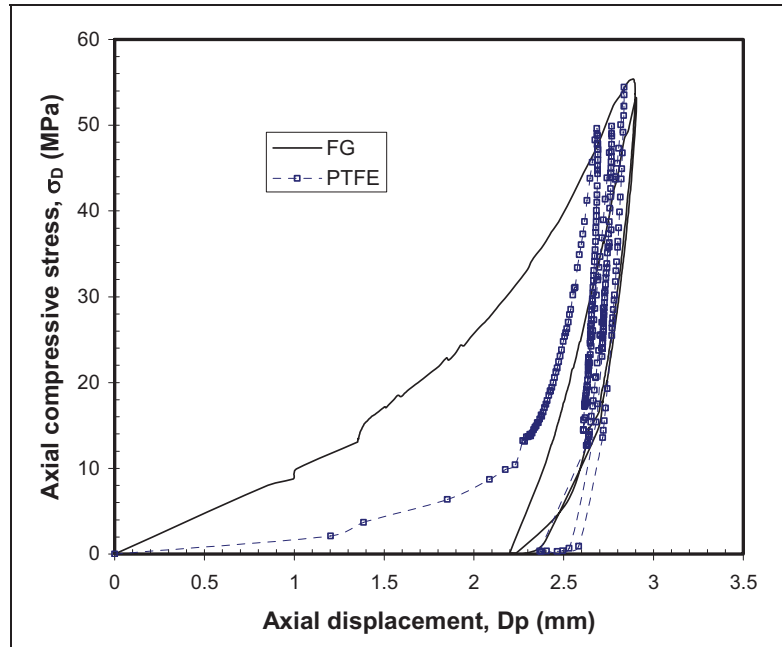


Figure 4.5 Compression test.

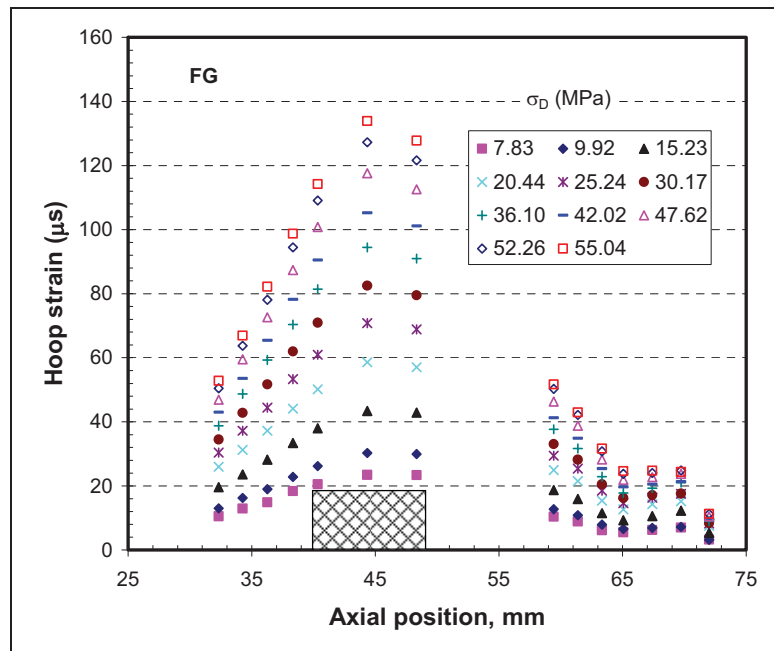
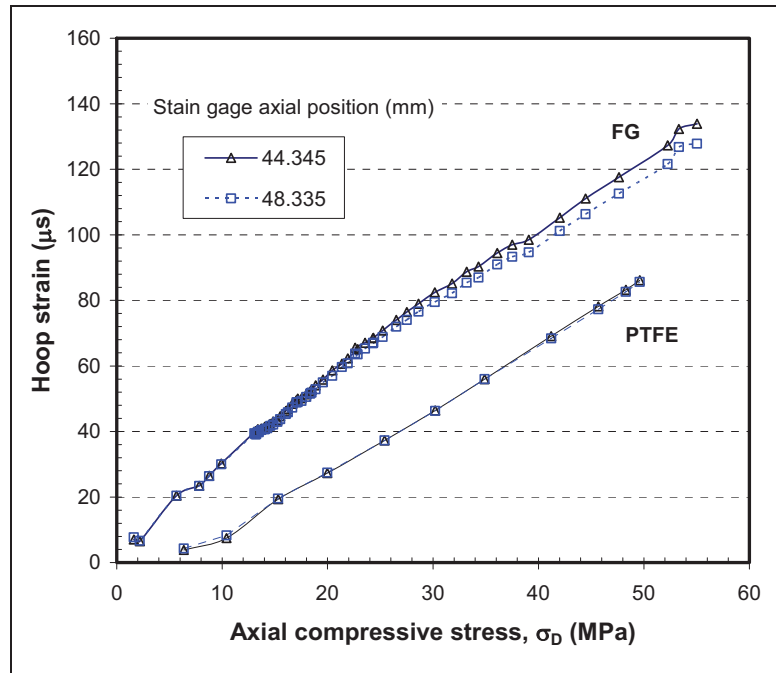


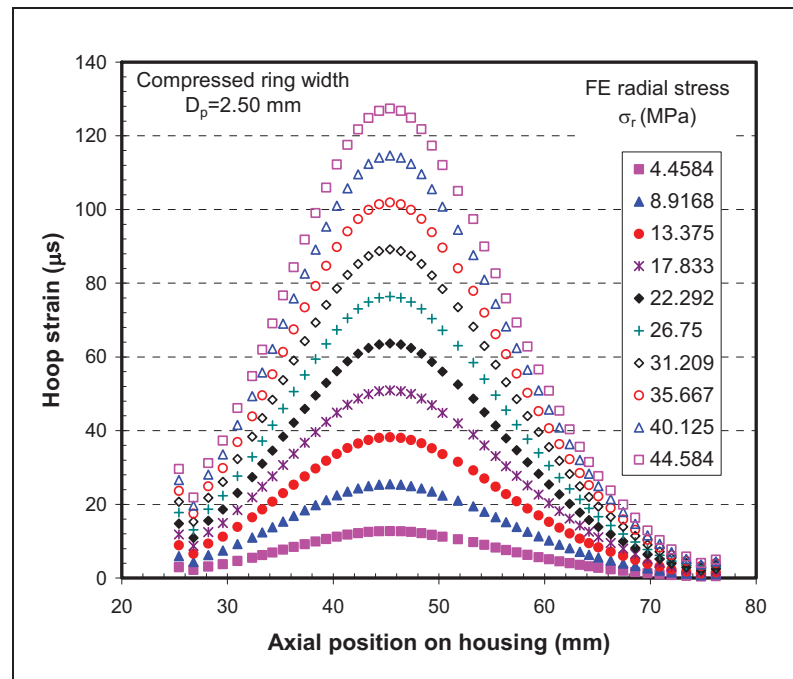
Figure 4.6 Hoop strain at housing OD for FG packing.

The deformation gauges installed on the housing external surface allowed the plot of the outer surface deformation profiles for the different loads. Figure 4.6 gives the hoop strains along the axial position. The packing ring is placed between 41 and 50 mm starting from the lower housing surface which corresponds to two gauges, located at the axial positions of 44.35 and 48.33 mm, as shown in Fig. 4.6. The deformations read by these two gauges are proportional to the radial displacements and increase when the compressive stress is increased. It can be noted that some six out of twenty strain gage were damaged and their readings were not taken into consideration in the curves of Fig. 4.6. Figure 4.7 shows that for these axial positions of the two strain gages placed at the same axial level as the packing ring, the corresponding deformations curves are linear and superimposed. However, for the same compressive stress, the housing deformation is higher with FG compared to PTFE which indicates that the lateral contact pressure coefficient of the former would be higher.



**Figure 4.7** Experimental hoop strain at Housing OD.

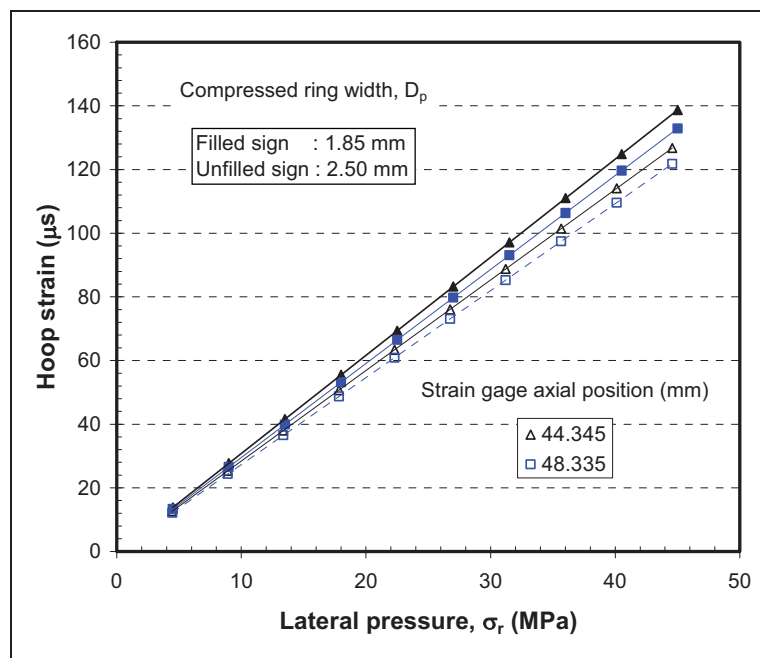
In the finite element simulation, where only the housing is modeled, the mesh is refined until convergence on the hoop strain is obtained without elements distortions. A radial pressure uniformly distributed over a surface corresponding to the compressed packing width for a given experimental compressive load. Figure 4.8 presents the FE hoop strain at different axial position and for different lateral pressures. All the curves have similar trend with a maximum deformation at the same packing position. For each axial position, the deformation increases with the radial load. The relationship is perfectly linear as is shown in Fig. 4.9. The slopes of the lines depend on the small surface on which the radial load is applied and its axial position. The largest slope corresponds to the smallest lateral load and consequently the smallest compressive load because the packing width is relatively larger. Indeed, for the same lateral load pressure, when the packing width is larger, the total radial force is larger and consequently the resulting deformation is larger.



**Figure 4.8** FE hoop strain at housing OD.

Using the slopes of the FE lines plotted in Fig. 4.9, the radial stress can be evaluated for every compressive stress to finally obtain the lateral pressure coefficient using Eq. (4.1).

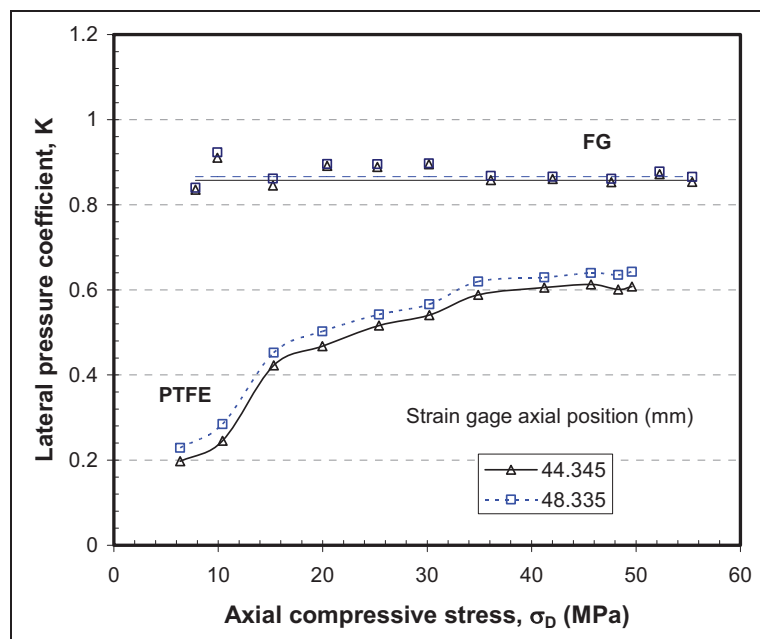
Figure 4.10 presents the values of this coefficient as a function of the axial load for the two packing materials. In the case of the FG, the variation of the coefficient  $K$  with stress is not significant and therefore an average value of 0.87 can be considered. However, for PTFE, this coefficient increases with load before it stabilizes to a value of 0.62 for stresses above 35 MPa. It is to be noted that for all compressive loads, the lateral pressure coefficient of FG is higher than that of PTFE.



**Figure 4.9 Relationship between hoop strain and  $\sigma_r$ .**

In the system of Eq. (4.12), once the lateral pressure coefficient  $K$  is known, the two variables  $E_p$  and  $\nu_p$  namely the Young modulus and the Poisson's ratio can be determined. Using Matlab (2007), for each axial stress, the three parameters,  $a_1$ ,  $a_2$  and  $a_3$ , are calculated. The first parameter,  $a_1$ , is calculated from the compression test curves of the Fig. 4.5 and according to Eq. (4.9). The parameter  $a_2$ , defined by Eq. (4.10), represents the slope of the curve the tangential strain at the housing external surface plotted against the radial stress as shown in Fig. 4.9. Then the parameter  $a_3$ , defined by Eq. (4.11), is calculated according to  $a_2$ , the assembly geometrical characteristics and the stem mechanical

characteristics. Figures 4.11 and 4.12 present the variation of these characteristics for FG and PTFE packings respectively. For the FG packing, when the compressive load increases, Poisson's ratio remains constant at 0.46 while the compression modulus increases linearly to reach a value of 36 MPa for a compressive stress of 50 MPa. For the PTFE packing, while the compression modulus varies linearly with load Poisson's ratio increases from 0.2 at low stress to reach a value of 0.38 at a stress above 30 MPa.



**Figure 4.10** Lateral pressure coefficient for FG and PTFE.



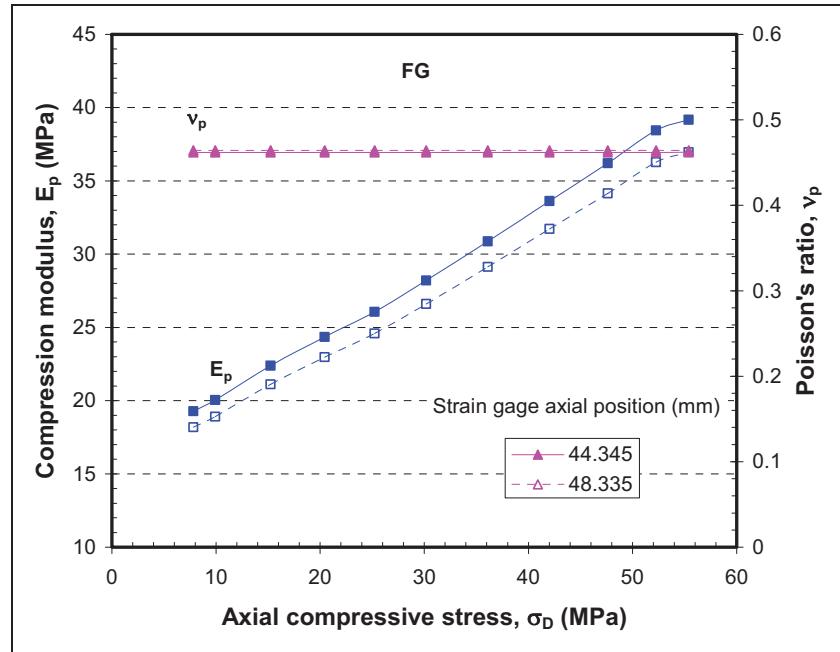


Figure 4.11 Material characteristics for FG packing.

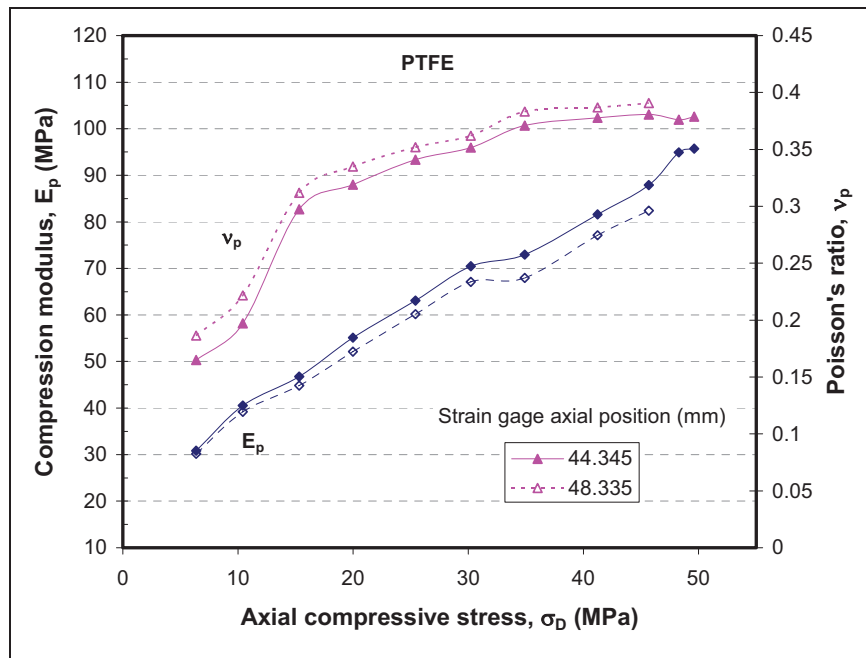


Figure 4.12 Material characteristics for PTFE packing.

Figures 4.13 and 4.14 give the leak rate variation for the FG and PTFE packings as a function of helium gas pressure for several axial compressive load levels. These two figures confirm that the leak rate is larger when the gland compressive stress is small or the pressure is large. It is clear that for the same load and pressure, the PTFE packing is tighter than FG. For the graphite case, if the axial compressive stress is smaller than 11.35 MPa the escape is relatively large even for the small gas pressures. Under these extreme conditions it is difficult to evaluate the escape. The relationship between the leak and pressure becomes linear, in semilog scale, when the gas pressure is higher than 2.7 MPa. For the PTFE packing, the escape is too small when the tightening stress exceeds 12.7 MPa. When the compressive stress is larger than this last value, the pressure rise method for leak measurement has proved inadequate below  $10^{-5}$  ml/s and mass spectroscopy was used. Surprisingly below  $10^{-7}$  ml/s, the use of the mass spectrometer to measure the leak rate proved to be inappropriate for higher packing compression. After investigation it was observed that a viscous liquid was released from the packings under compression. It is suspected that the presence of this liquid prevents leaks as it fills the pores and capillaries present in the material. The variation of the contact pressure at the packing-housing interface is evaluated by the hoop strain variation read with the gages installed at the housing OD. Figure 4.15 presents the effect of gas pressure on the OD housing hoop strain distribution for three compressive stress levels. At each compression level, the hoop strain at an axial position is slightly increased when the pressure is increased. For example, when the gas pressure increases from 1.38 to 6.24 MPa, the hoop strain at 44.35 mm increases by  $18 \mu\text{s}$  at a packing compressive stress of 14 MPa. The strain increase is  $10 \mu\text{s}$  when the stress is raised to 37.06 MPa. This represents 12 and 5 % respectively and shows the importance of including pressure in the modelling of stuffing boxes.

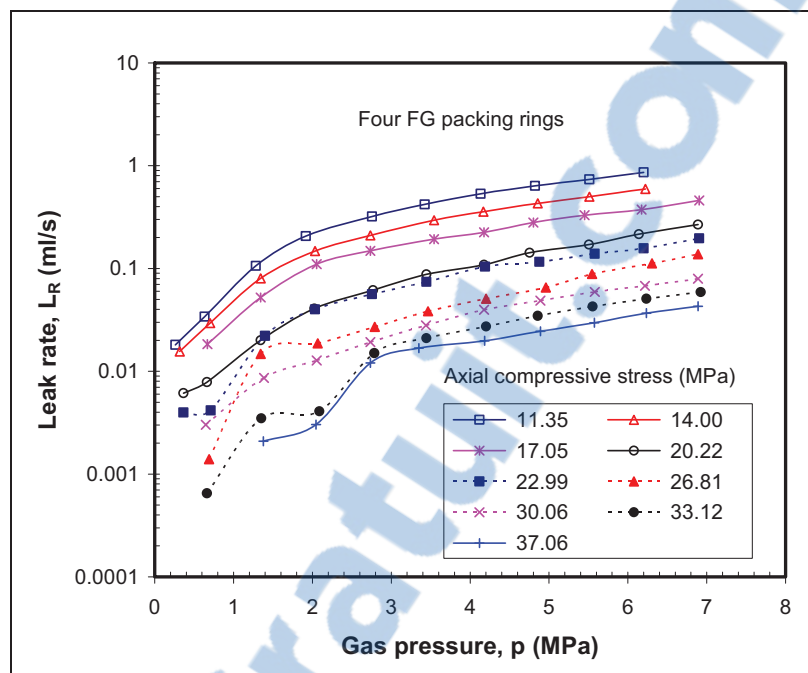


Figure 4.13 Leakage test with four FG packing rings.

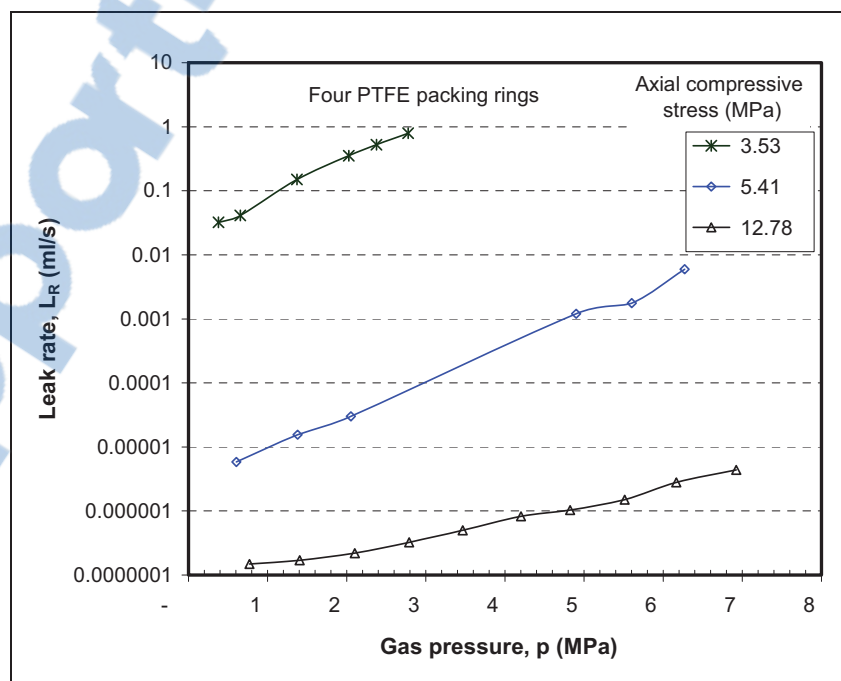
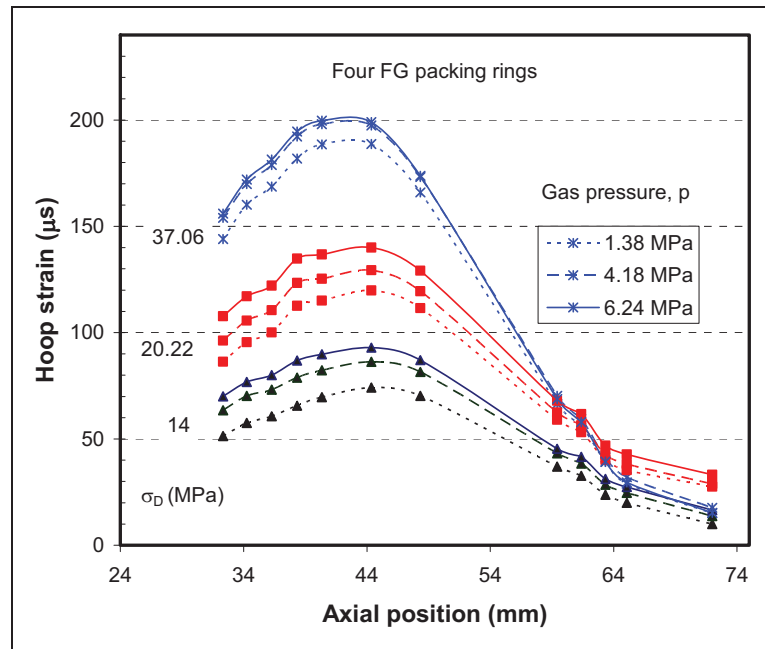


Figure 4.14 Leakage test with four PTFE packing rings.



**Figure 4.15 Hoop strain variation.**

The application of the compressive stress reduces the packing height. Figure 4.16 shows the effect of the axial compressive load on the axial packing displacement. While the displacement is related to the axial stress, it is independent of pressure as shown by the horizontal lines. The effect of the number of packing rings is shown in Fig. 4.17. This figure compares the leak rates of two and four graphite rings compressed at two axial stress levels, 14 and 37 MPa. For the same gas pressure and the same axial load, the leak rate with two rings is higher than that of four rings. Therefore, in order to limit the leak rate a rather a sufficient number of rings is necessary. Additional tests would have determined the optimum number of rings required to achieve the highest level of tightness.

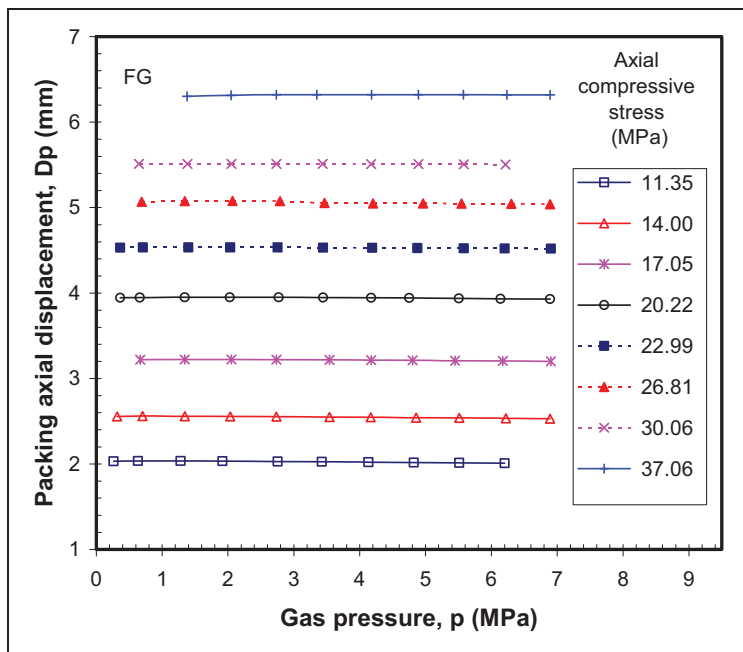


Figure 4.16 Axial displacement vs axial compressive stress.

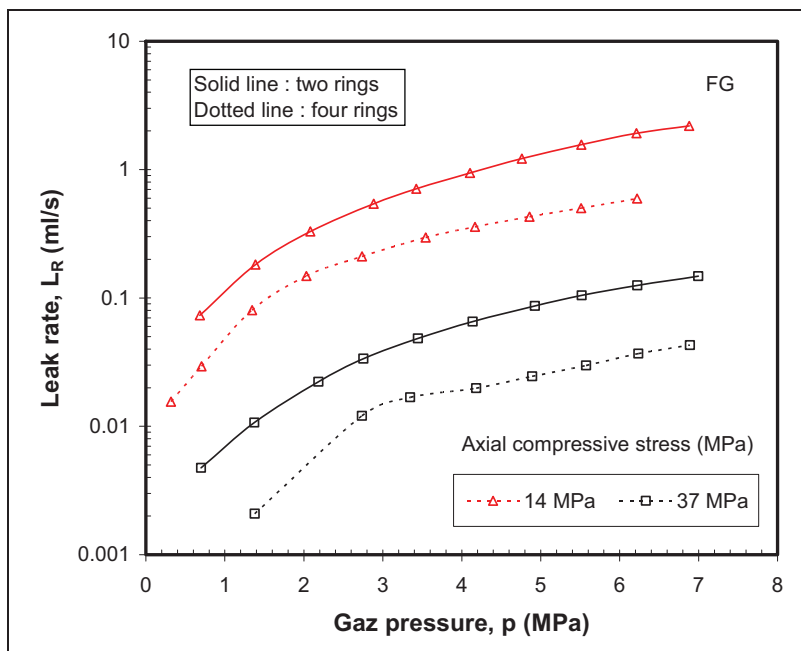


Figure 4.17 The packing rings number effect on the leak rate.



#### 4.5 Conclusion

An experimental-numerical procedure has been developed to determine the mechanical characteristics of stuffing box packings. The tri-axial compression test combined with FEM simulation has allowed to evaluate the lateral pressure coefficient, compression modulus and Poisson's ratio. For flexible graphite packing, the lateral pressure coefficient and Poisson's ratio are 0.87 and 0.46 and are constant with load while the compression modulus varies linearly. For the Teflon packing, the lateral pressure coefficient increases gradually with load to a value of 0.62. The compression modulus of Teflon is slightly higher than that of graphite and increases with load. As to Poisson's ratio, it also increases with load to reach a value of 0.38.

The leakage tests results of the stuffing box conducted on the two types of packings revealed that as expected Teflon requires less load to seal than flexible graphite and the relationship between leak and compression load is rather linear in a semi log graph. However, the level of leak tightness is increased with the number of rings. The minimum axial compressive stress can be determined for an acceptable leak rate according to a specified pressure and number of packing rings.

## CHAPITRE 5

### ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

#### 5.1 Introduction

Les modèles analytiques et numériques développés dans les articles présentés aux chapitres 2 et 3, proposent de calculer les valeurs de la pression de contact au niveau des deux interfaces garniture-tige et garniture-boîtier ainsi que les coefficients de la pression latérale en fonction de la charge de compression et des caractéristiques mécaniques et géométriques des différents éléments du presse-étoupe. Ces modèles utilisent des données, relatives au matériau de la garniture, extraites des études expérimentales antérieures qui sont parfois moins complètes ou moins adaptées puisque les montages utilisés ne sont pas représentatifs des presse-étoupes. En effet, dans les études expérimentales effectuées antérieurement (Bartoniczek, J., 1996 ; Klenk, T., 1996 et Ochonski W., 1988.) pour déterminer, entre autres, le coefficient de la pression latérale, les bancs d'essais utilisés ont été simplifiés. Dans ces montages, on insiste seulement sur les dimensions de la garniture sans faire intervenir les caractéristiques géométriques des autres composantes de l'assemblage à presse-étoupe. Or l'interaction entre les différents éléments de l'assemblage, ainsi que toutes leurs caractéristiques mécaniques et géométriques ont une influence sur le coefficient de la pression latérale (Diany M., 2009a et Diany M., 2009b). Pour remédier à ces inconvénients, on propose d'utiliser un montage expérimental reproduisant l'intégralité de l'assemblage presse-étoupe. Ce montage contient tous les éléments du presse-étoupe c'est-à-dire la garniture, la tige, le boîtier et le fouloir.

Dans ce chapitre, les différents éléments du banc d'essais seront décrits. Ces éléments sont le montage du presse-étoupe, le circuit de pressurisation, le circuit de mesure des fuites et le système de contrôle et acquisition des données. Par la suite, les différents types d'essais réalisés seront exposés et en toute fin les résultats de ces essais seront présentés.

## 5.2 Description du banc d'essais

L'objectif principal de la réalisation du banc d'essais est de mener des essais de caractérisation mécanique et en étanchéité des garnitures tressées utilisées dans les valves. Le schéma de la figure 5.1 illustre le principe de fonctionnement du banc d'essais.

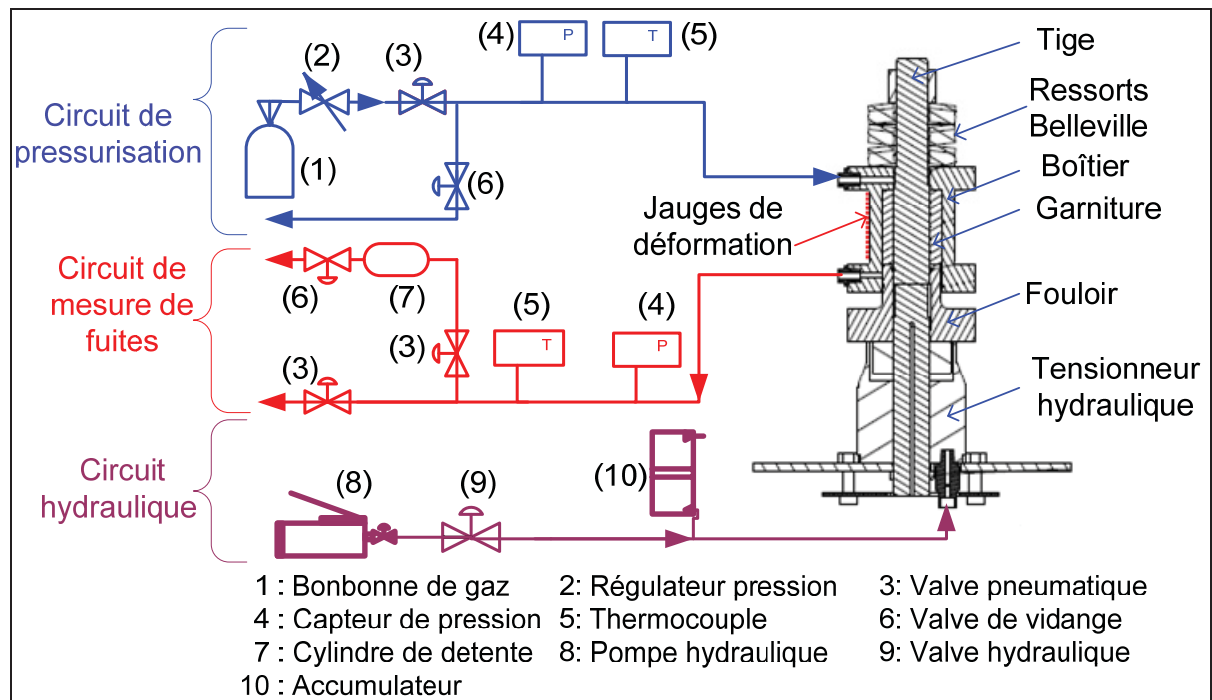
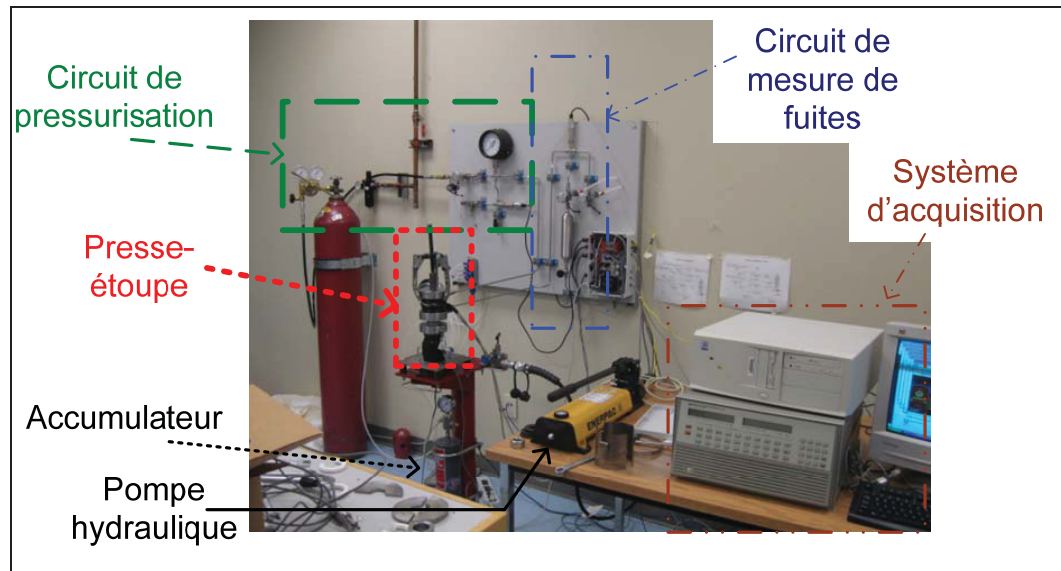


Figure 5.1 Schéma du banc d'essai

Le banc d'essais est constitué de quatre parties, figure 5.2 :

- Le montage du presse-étoupe qui est le cœur du banc d'essais;
- Le circuit de pressurisation qui permet d'alimenter le montage en gaz d'hélium;
- Le circuit de mesure des fuites qui permet de caractériser l'étanchéité de la garniture;
- Le bloc de contrôle et d'acquisition des données qui permet l'interaction entre les différents blocs et il assure aussi le rôle d'interface utilisateur-montage.





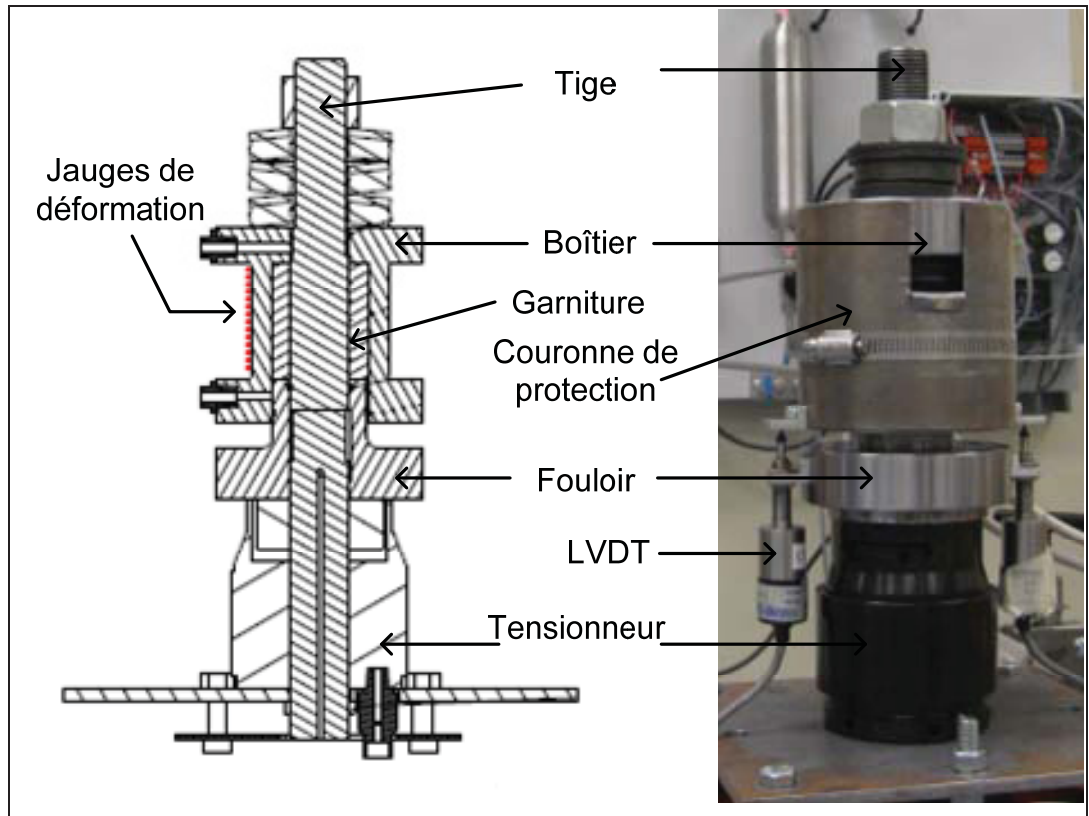
**Figure 5.2 Le banc d'essais.**

### 5.2.1 Montage du presse-étoupe

Le banc d'essais est conçu pour reproduire intégralement le fonctionnement du presse-étoupe et en particulier la compression de la garniture et son comportement à l'étanchéité dans les conditions normales d'opération du système. Le montage principal, qui est le presse-étoupe, est constitué d'une tige qui représente l'axe de la valve, d'un fouloir et d'un boîtier. La figure 5.3 présente une vue coupée ainsi qu'une photo du montage principal.

La garniture, qui est sous forme d'anneaux tressés, est confinée radialement entre la tige et le boîtier et axialement entre le fouloir et la base du boîtier. La compression axiale de la garniture est réalisée par le déplacement relatif du boîtier par rapport au fouloir en glissant sur la tige. Le déplacement du fouloir est assuré par le mouvement de la partie mobile du tensionneur hydraulique. D'autre part, la tige est bloquée en mouvement, par rapport à la base du banc d'essais, à l'aide de la partie immobile du tensionneur. Ce dernier dont le fonctionnement est similaire à un vérin, est commandé par une pompe hydraulique manuelle. La pression dans ce circuit hydraulique est maintenue à l'aide d'un accumulateur de pression. La charge dans la tige, qui est égale à la charge de compression de la garniture, est mesurée par une jauge de déformation collée sur la surface extérieure de la tige. Des rondelles

Belleville sont utilisées pour non seulement maintenir la charge mais également pour varier la rigidité du montage lors des essais de relaxation. L'écrasement de la garniture est mesuré à l'aide de deux capteurs de déplacements linéaires (Linear Variable Differential Transformer : LVDT :) placés sur le même diamètre sur la surface extérieure du fouloir.



**Figure 5.3 Montage du presse-étoupe.**

Avec le modèle de l'analyse par éléments finis, il est possible de déterminer la distribution de la pression de contact entre d'une part la tige et la garniture et d'autre part entre la garniture et le boîtier. Mais expérimentalement, il est impossible d'accéder directement à ces deux interfaces et d'y déterminer la distribution de la pression de contact en fonction de la position axiale. Pour évaluer ces pressions de contact, deux séries de dix jauges de déformation ont été collées verticalement sur la surface extérieure du boîtier dans la direction circonférentielle. Les déformations du boîtier au diamètre extérieur sont liées directement aux pressions de contact générées à la surface intérieure. La relation entre ces déformations

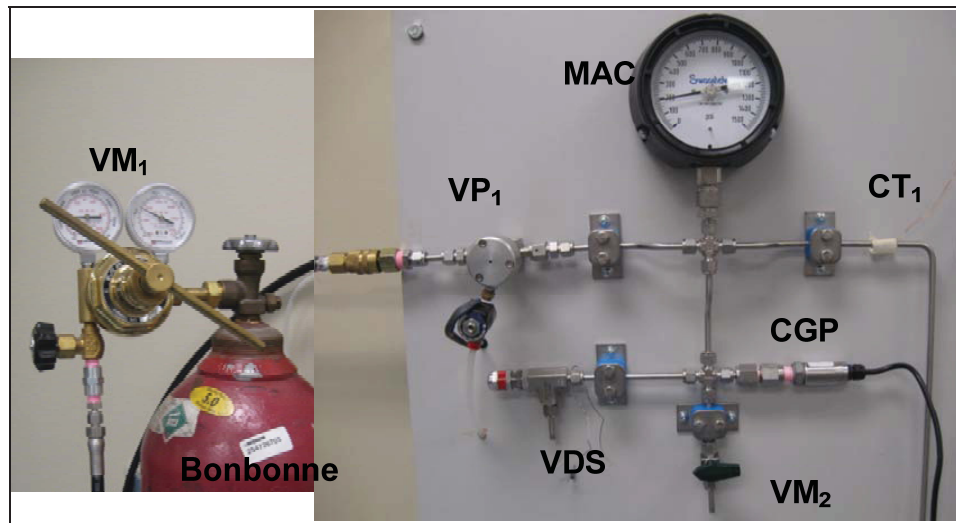
tangentielles et les pressions de contact est déterminée numériquement par la méthode des éléments finis tel que décrit dans le chapitre 4.

### 5.2.2 Circuit de pressurisation

La fonction principale de la garniture du presse-étoupe est d'empêcher le fluide circulant dans la conduite principale de s'échapper vers l'extérieur. Le fluide est généralement un gaz sous pression constante. Dans le banc d'essais, c'est le circuit de pressurisation qui alimente le presse-étoupe par un fluide sous-pression, qui est l'hélium dans notre cas. Ce choix est justifié par le fait que les gaz fuient plus facilement que les liquides et qu'en plus l'hélium est la plus petite particule.

Le circuit de pressurisation, photo de la figure 5.4, est constitué des éléments suivants :

- Une bonbonne de gaz inerte (hélium) qui constitue le réservoir du gaz de pressurisation;
- Un régulateur de pression avec valve de fermeture manuelle (VM1), qui permet de régler la pression du gaz de pressurisation;
- Un manomètre à cadran (MAC), qui donne instantanément la pression dans le circuit de pressurisation;
- Une valve pneumatique (VP1), qui permet d'isoler la bonbonne de gaz du reste du circuit de pressurisation;
- Un capteur de pression (CGP) qui une mesure entre 0 et 13.7895 MPa (0-2000 psi);
- Une valve manuelle (VM2), qui permet de purger le circuit du gaz à la fin des essais;
- Une valve de sécurité pour la surpression (VDS);
- Un capteur de température (CT1), qui permet de mesurer la température du gaz du circuit de pressurisation.



**Figure 5.4** Circuit de pressurisation.

À la sortie de la bonbonne, le régulateur ( $VM_1$ ), qui est muni de deux cadrans indicateurs de pression, permet de régler la pression d'hélium. Le capteur de pression (CGP) relié au système d'acquisition de données permet la mesure et la vérification de la pression interne du gaz dans la valve. La valeur enregistrée par ce capteur de pression est utilisée aussi pour calculer la fuite lorsque la méthode de mesure par chute de pression est sélectionnée.

La valve de sécurité (VDS) est introduite pour protéger les instruments de mesures en limitant la pression maximale acceptable dans le circuit. Cette valve contient un système avec ressort ajustable pour ouvrir à la pression limite désirée; dans notre cas 1200 psi. La valve ( $VM_2$ ) est installée pour purger le système ou pour diminuer la pression du gaz dans le circuit de pressurisation. Le thermocouple ( $CT_1$ ) mesure la température dans le circuit de pressurisation nécessaire pour la mesure des fuites par chute de pression.

### 5.2.3 Circuit de mesure des fuites

Le gaz de pressurisation constitue le fluide à confiner dans la valve à l'aide de la garniture d'étanchéité. Cette fonction d'étanchéité est garantie lorsque des conditions optimales bien spécifiques sont assurées. Ces conditions sont relatives à la charge de compression de la

garniture, au fini de surface des interfaces garniture-tige et garniture-boîtier, à la valeur de la pression du gaz et principalement à la nature du matériau de la garniture. Pratiquement, de telles conditions ne sont jamais favorables et par conséquent, on assiste toujours à la présence des fuites. Pour mesurer ces fuites, un circuit spécifique est prévu pour récupérer le gaz qui dépasse la garniture. La quantité du gaz passant à travers la garniture est évaluée, entre autres, par la mesure dans le temps de la pression et de la température dans le circuit de récupération de fuite ou dans le circuit de pressurisation. La première méthode est la mesure de fuites par montée de pression et permet la mesure de petites fuites jusqu'à  $10^{-5}$  ml/s tandis que la seconde méthode est la mesure de fuite par chute de pression et permet la mesure de grosses fuites jusqu'à  $10^{-2}$  ml/s.

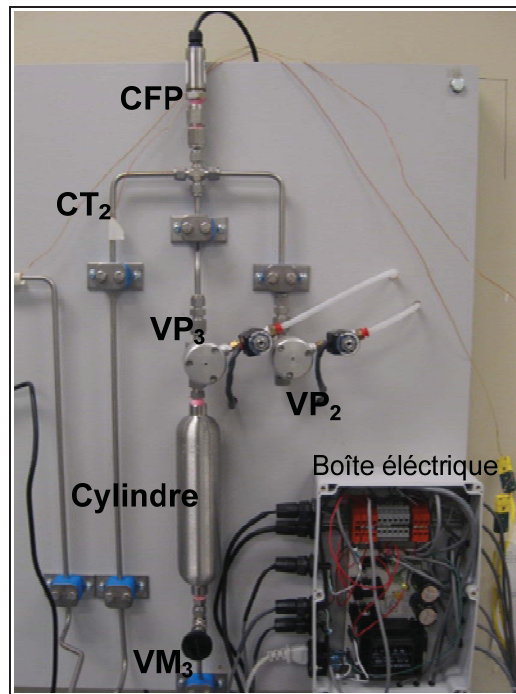
Le circuit de mesure de petites fuites, présenté dans la photo de la figure 5.5, contient les éléments suivants :

- Un capteur de pression (CFP) qui mesure entre 0 et 0.014 MPa (0-2 psi);
- Un cylindre de détente de 300 ml en volume, qui permet de détendre la pression du gaz;
- Deux valves pneumatiques (VP2 et VP3), qui permettent de choisir la méthode de mesure des petites fuites selon la capacité;
- Une valve de purge (VM3), qui permet de vider le circuit et de s'assurer que la pression du gaz ne dépasse pas la limite de 0.014 MPa (2 psi) du capteur;
- Un thermocouple (CT2), qui permet de mesurer la température du gaz du circuit de mesure de fuites.

La mesure de fuites est généralement réalisée par quatre techniques différentes :

- Par chute de pression dans le circuit de pressurisation en utilisant le capteur à grandes pressions lorsque la fuite est supérieure à  $10^{-2}$  ml/s;
- Lorsque la fuite est entre  $10^{-2}$  ml/s et  $10^{-3}$  ml/s, on utilise le cylindre de détente et le capteur de faible pression pour mesurer la fuite;
- Lorsque la fuite est entre  $10^{-2}$  ml/s et  $10^{-3}$  ml/s, on utilise le capteur de faible pression seul sans le cylindre de détente;

- Le spectromètre de masse peut aussi être utilisé pour mesurer les fuites entre  $10^{-1}$  ml/s et  $10^{-10}$  ml/s.



**Figure 5.5** Circuit de mesure des fuites.

Pour chaque méthode de mesure de fuite, un agencement de plusieurs opérations d'ouverture et de fermeture des valves pneumatiques est impératif pour protéger les différents éléments du banc d'essais. La première méthode à choisir par sécurité est la méthode de mesure par chute de pression. Pour mesurer les fuites avec cette méthode, la valve  $VP_1$  doit être fermée et les valves  $VP_2$  et  $VP_3$  doivent être ouvertes. Pour utiliser les trois autres méthodes, il faut s'assurer que les fuites sont faibles et que la première méthode ne donne pas des mesures satisfaisantes. Si l'utilisateur décide de passer à la deuxième méthode, la valve  $VP_1$  doit être ouverte, la valve  $VP_2$  fermée et  $VP_3$  ouverte. Ces manipulations sont commandées par le programme Labview lorsque le choix de la méthode est fait et la mesure des fuites est lancée. Lors de l'utilisation de la dernière méthode, la valve  $VP_1$  doit être ouverte, les deux valves  $VP_2$  et  $VP_3$  fermées.

La fuite, notée  $L_R$ , est définie comme la quantité du gaz perdue ou récupérée par unité de temps. En considérant la loi des gaz parfaits, la fuite s'exprime par l'équation (5.1) (Bazergui A., 1984).

$$L_R = \frac{T_{st} P_m V}{P_{st} T_m} \left[ \frac{1}{P_m} \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{1}{T_m} \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad (5.1)$$

Avec :

$T_{st}=492$  Rankine et  $P_{st}=14.9$  psi: température et pression standards

$T_m$  et  $P_m$  : température moyenne et pression moyenne

$V$  : le volume du circuit où la fuite est mesurée

$\partial P/\partial t$  : le taux de variation de la pression dans le temps

$\partial T/\partial t$  : le taux de variation de la température dans le temps

#### 5.2.4 Bloc mesure, acquisition et contrôle

Les instruments de mesure, utilisés dans le banc d'essais pour mesurer les différents paramètres de fonctionnement, ont besoin de tension ou de courant d'excitation et délivrent des courants ou des tensions qui doivent être transformé en quantités physiques utilisables. La commande et la lecture de ces quantités sont réalisées par un système d'acquisition qui est dans notre cas l'unité de contrôle et d'acquisition des données HP 3852A. Cette unité est munie de plusieurs cartes, chacune d'elle est utilisée pour une tâche spécifique comme l'activation des valves pneumatiques ou la lecture des jauges de déformation ou encore la lecture des pressions des déplacements ou des températures.

Pour automatiser les tâches effectuées par l'unité de contrôle et d'acquisition, un programme est réalisé avec le logiciel LABVIEW (2007). Ce programme présente à l'utilisateur une interface graphique interactive et facile à utiliser. Cette interface contient toutes les fonctions que l'utilisateur aura besoin pour effectuer un essai. Parmi ces fonctions, on trouve l'enregistrement des voltages initiaux des différents capteurs, le choix de la méthode de

mesure des fuites et la forme de présentation des contraintes et des déformations. Les différentes fenêtres d'interface du programme sont regroupées dans l'annexe 1.

Le programme effectue toutes les opérations de calcul pour déterminer les valeurs des fuites en fonctions des pressions mesurées par les capteurs de pression. Il permet aussi d'enregistrer toutes les données de capteurs et autres dans un fichier à intervalle régulier, afin de faciliter l'exploitation de celles-ci ultérieurement.

L'agencement des tâches et les manipulations à effectuer pour réaliser les étapes d'un essai donné sont aussi assurés par le programme. En effet, par exemple, pour l'étape de pressurisation, le programme doit ouvrir la valve pneumatique  $VP_1$  qui sépare le circuit de pressurisation de la bouteille de gaz et ouvrir les deux valves pneumatiques du circuit de mesure de fuites,  $VP_2$  et  $VP_3$ , pour éviter l'accumulation de la pression dans le circuit de mesure de fuite par montée de pression et protéger le capteur de pression CFP. La valeur de la pression dans le circuit de pressurisation est affichée. Si celle-ci est nulle, le programme doit fermer la valve  $VP_1$  et envoyer un message à l'écran indiquant que la pressurisation est nulle. Par contre si la pression indiquée par le capteur CFP est supérieur à 0.014 MPa (2 psi), le programme doit fermer la valve  $VP_1$ , ouvrir les valves  $VP_2$  et  $VP_3$  et envoyer un message à l'écran indiquant que la pressurisation est supérieure à 0.014 MPa (2 psi).

### **5.3 Programme des essais**

En général, un essai contient quatre étapes principales. La première étape consiste à préparer les anneaux de la garniture pour être installés, les placer dans le montage, vérifier les constantes de calibration et finalement démarrer le programme en initialisant les différents capteurs à zéro. Dans la deuxième étape, la charge de compression est appliquée sur la garniture à l'aide de la pompe hydraulique. Cette dernière alimente le tensionneur qui sollicite en même temps la tige en traction et la garniture en compression. La charge de compression de la garniture est mesurée par la lecture du voltage aux bornes de la jauge de déformation collée sur la surface extérieure de la tige. Lorsque la charge de compression est



stabilisée, la pressurisation peut être réalisée, c'est la troisième étape. La valeur de la pression de fluide est réglée manuellement à l'aide de la valve à cadran VM<sub>1</sub>, fixée sur la bonbonne de l'hélium. La dernière étape est la mesure des fuites. Comme indiqué précédemment, quatre méthodes de mesure de fuites sont disponibles et sont utilisées selon la valeur de la fuite soupçonnée.

Pour identifier la nature de l'influence du type de matériau de la garniture sur les valeurs des pressions de contact ainsi que l'étanchéité du presse-étoupe des valves, deux types de matériau sont testés : le graphite flexible (GF), caractérisé par sa malléabilité et ses caractéristiques de lubrifiant solide, et le polytétrafluoroéthylène (PTFE), comme matériau à priori rigide et très résistant.



**Figure 5.6 Anneaux en GF et PTFE.**

Les modèles analytiques développés démontrent que la distribution des pressions de contact au niveau des interfaces garniture-tige et garniture-boîtier et leurs valeurs maximales et minimale dépendent de la valeur de la contrainte de compression initiale appliquée par le fouloir sur la garniture. Afin de vérifier ces constatations et déterminer l'effet du niveau de serrage sur le comportement de la garniture, la contrainte de compression de la garniture prend des valeurs entre 5 MPa et 35 MPa.

Le bon fonctionnement du presse-étoupe vis-à-vis des fuites est assuré par une hauteur minimale de la garniture qui dépend de la charge de compression et de la valeur de la pression du fluide à confiner. Pour déterminer cette hauteur seuil, plusieurs configurations en nombre d'anneaux sont prévues. La pression du gaz varie entre la valeur 0 et 7 MPa (0-1000 psi) selon la contrainte de compression appliquée sur la garniture.

Deux types d'essais sont programmés. Le premier type d'essai est l'utilisation d'un seul anneau de garniture sans pressurisation. L'objectif de cet essai est de caractériser le matériau de la garniture et déterminer ainsi les caractéristiques mécaniques susceptibles d'aider à comparer les résultats des modèles analytique et numérique avec ceux de l'expérimentation. Le deuxième type d'essais porte sur les mesures de fuites.

## **5.4 Résultats des essais**

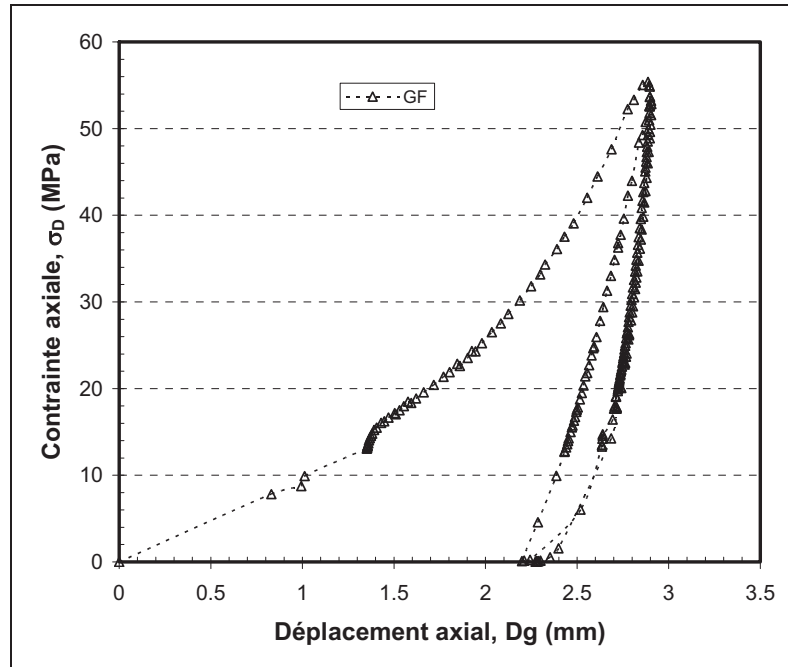
### **5.4.1 Essais de compression**

Avant d'étudier le comportement de la garniture du presse-étoupe vis-à-vis des fuites et d'explorer l'influence de tous les paramètres qui conditionnent son fonctionnement, on propose d'effectuer un essai de compression dans le montage du banc d'essais. Les paramètres qui affectent le fonctionnement de la garniture sont : le nombre d'anneaux utilisés, la valeur de la charge de compression et la pression du fluide.

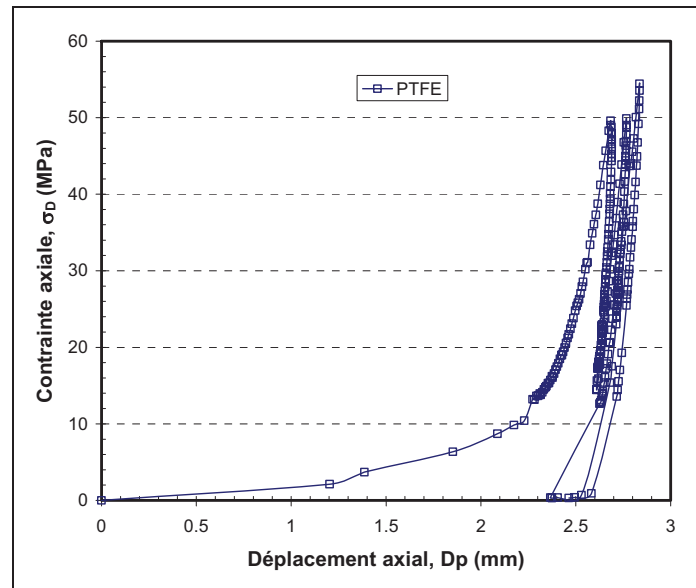
L'essai de compression consiste à appliquer plusieurs cycles de chargement et déchargement successifs et d'enregistrer la variation de l'écrasement de la garniture en fonction de la contrainte axiale de compression et aussi les déformations circonférentielles au niveau de la surface extérieure du boîtier.

La valeur maximale de la contrainte axiale appliquée sur la garniture est déterminée par la charge maximale que la tige peut supporter. La charge maximale admissible de la tige, qui a un diamètre de 28.575 mm ( $1^{1/8}$  po) est 544.311 N (12 000 lb).

Les figures 5.7 et 5.8 présentent les courbes de chargement-déchargement des garnitures GF et PTFE respectivement. Il est clair que ces deux types de matériaux ont un comportement non-linéaire et non-élastique pour le premier cycle mais à partir du deuxième cycle le comportement est quasiment linéaire avec très peu d'hystérésis. Pour le premier chargement, le taux d'écrasement de la garniture est plus grand que celui des cycles subséquent. Ceci peut être expliqué par le fait qu'au début, le matériau de la garniture est poreux et au fur et à mesure que les cycles de chargement et déchargement se succèdent, le matériau devient plus dense, donc plus résistant et difficilement déformable. La densité de la garniture dépend du volume du vide existant entre les fibres tressées. Ce vide est créé par la nature de la structure de la garniture qui est sous forme de fibres tressées d'une manière assez symétrique et homogène pour garantir l'isotropie des caractéristiques mécaniques du matériau. À noter que la garniture en PTFE, utilisée dans notre étude, contient une âme pleine enrobée par des fibres tressées.



**Figure 5.7** Essai de compression du graphite flexible.



**Figure 5.8 Essai de compression du PTFE.**

Les jauges de déformation installées sur la surface extérieure du boîtier permettent de déterminer le profil du déplacement radial de la surface extérieure lors du chargement de la garniture. Les figures 5.9 et 5.10 présentent ces déformations pour les deux cas de garnitures. Dans les deux cas, la garniture est placée à 42 mm à partir de la surface inférieure du boîtier. Ces déformations tangentielles augmentent lorsque la compression est plus grande. On remarque aussi que, pour les positions axiales correspondantes à l'emplacement de la garniture, les déformations tangentielles sont les mêmes.

Pour chaque jauge de déformation, identifiée par sa position axiale, les figures 5.11 et 5.12 donnent les déformations en fonction de la charge de compression de la garniture. Il est clair que la relation contrainte-déformation est linéaire et la proportionnalité est donnée par la pente de la courbe. D'autre part, les pentes les plus grandes correspondent aux jauges les plus proches de la garniture.

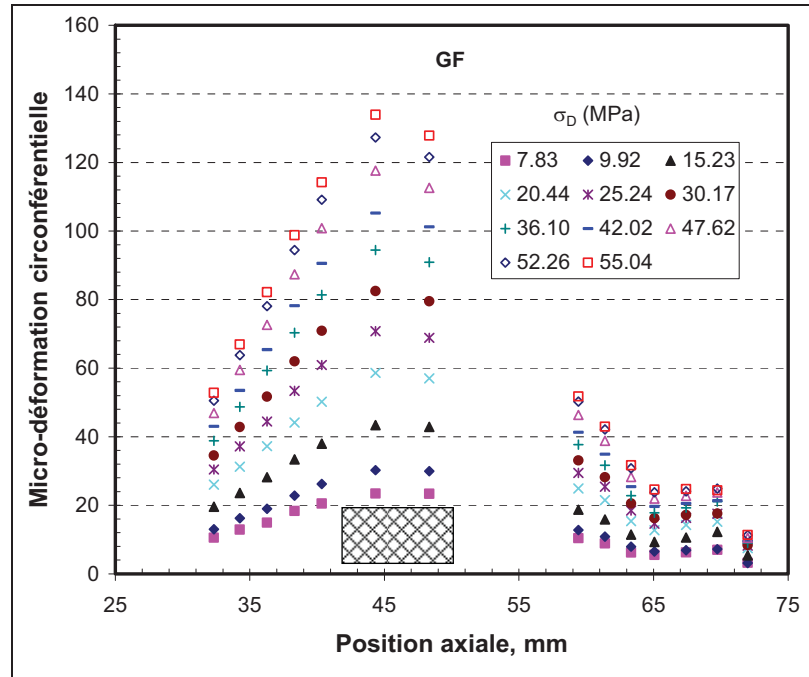


Figure 5.9 Déformations tangentielles dans le cas du graphite.

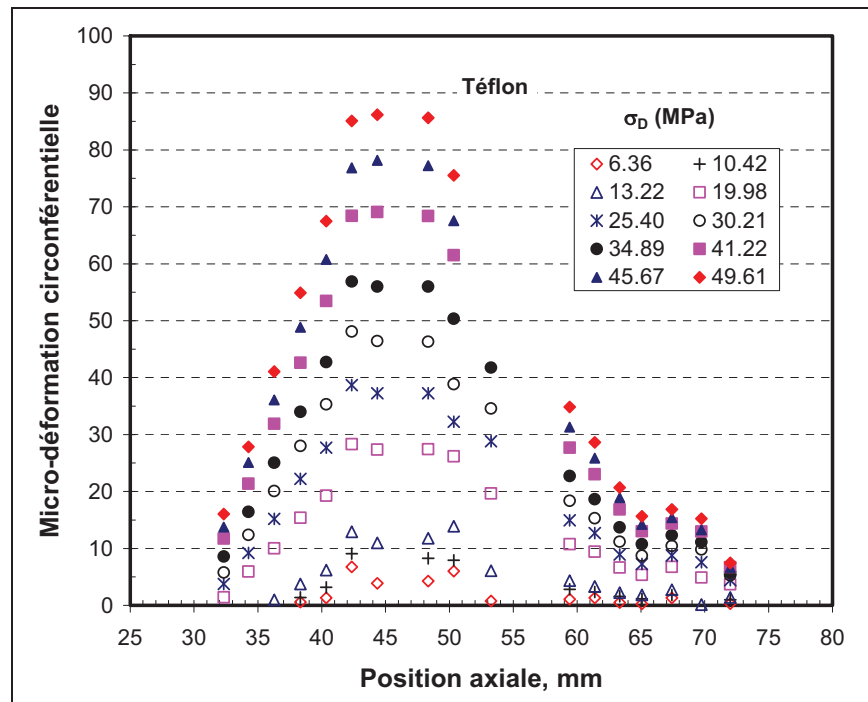


Figure 5.10 Déformations tangentielles dans le cas du téflon.

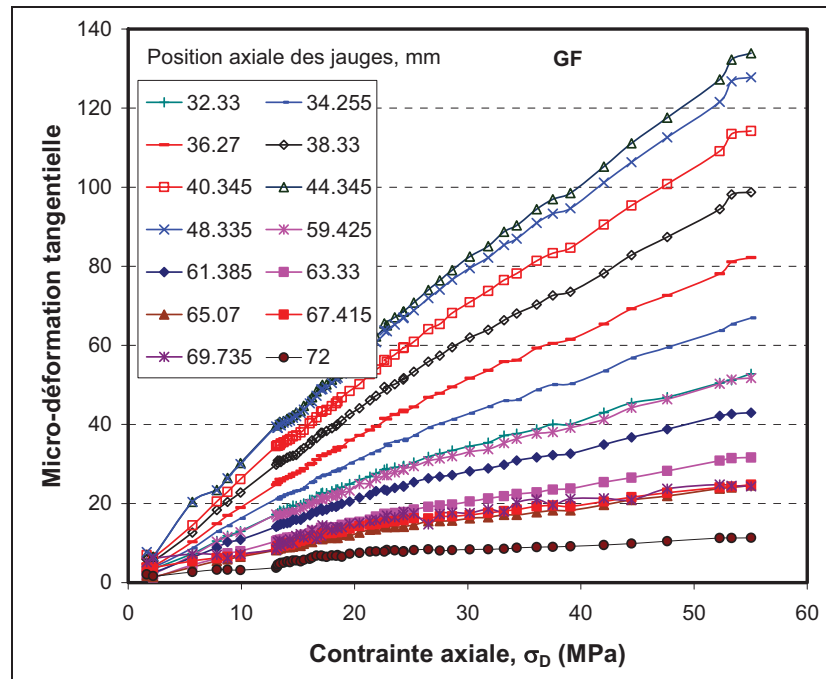


Figure 5.11 Déformations tangentielles vs la charge de compression (GF).

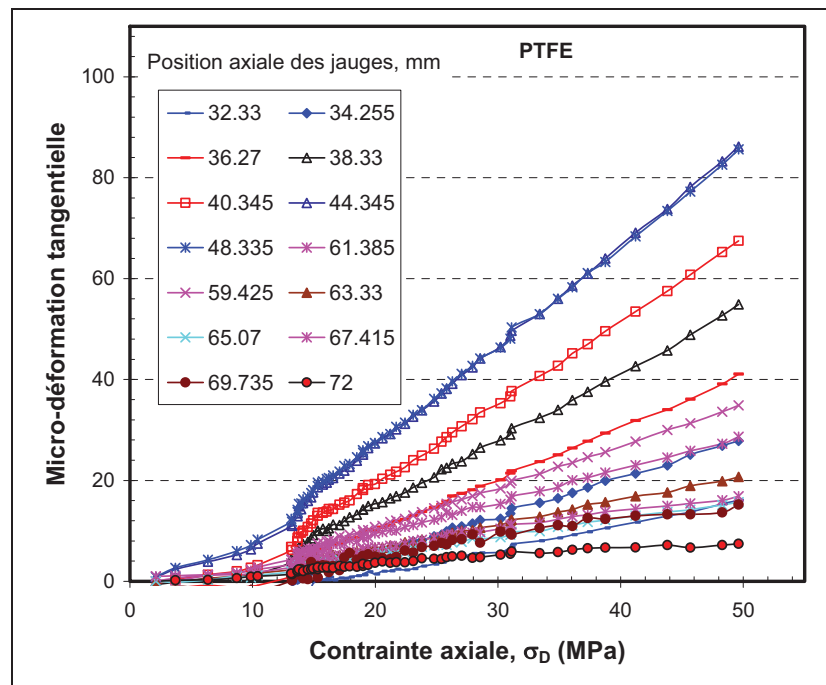


Figure 5.12 Déformations tangentielles vs la charge de compression (PTFE).

Les figures 5.13 et 5.14 présentent les courbes de variation des déformations en fonction de la charge de compression pour les deux jauges placées au niveau de la garniture. Pour chaque type de garniture, les deux courbes de déformation données par les deux jauges coïncident pour toutes les contraintes de compression. Par contre, pour la même contrainte de compression, le boîtier dans le cas de l'utilisation du graphite, se déforme plus que dans le cas du téflon. En effet, par exemple pour la contrainte axiale de  $\sigma_D = 30$  MPa, la déformation tangentielle dans le cas du graphite est de 79 micron par contre dans le cas du téflon elle est de 46 micron; ce qui indique que le graphite possède le coefficient de transmission de la pression le plus grand.

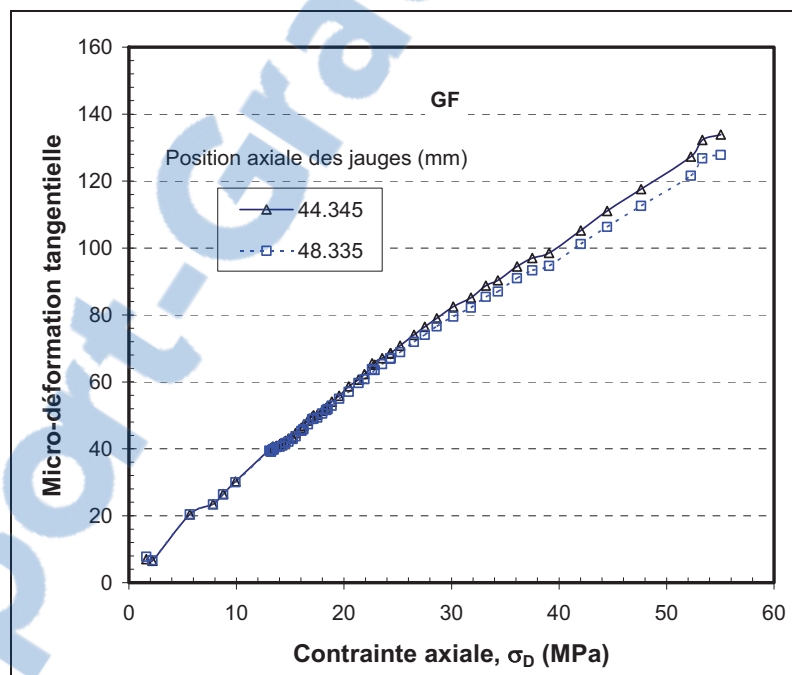
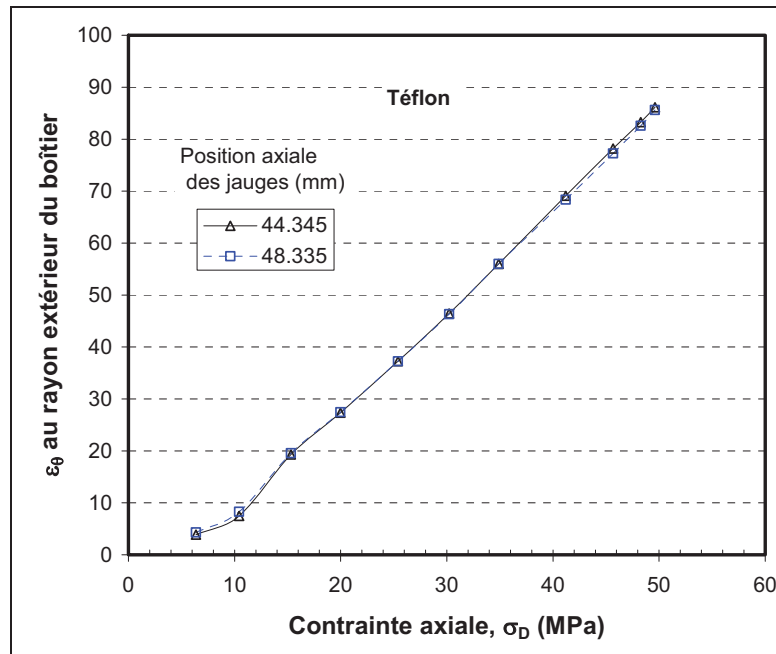


Figure 5.13 Variation de la déformation en fonction de la charge axiale (GF).



**Figure 5.14** Variation de la déformation en fonction de la charge axiale (PTFE).

#### 5.4.2 Essais de fuite

Les modèles analytiques développés pour décrire le comportement de la garniture ne font pas intervenir l'effet de la pression du fluide à confiner sur la distribution et les valeurs des contraintes et des déformations. Cet effet peut être initialement identifié par les essais expérimentaux. En effet, il est difficile de prédire l'influence de la pression du fluide sur le comportement de la garniture puisque la surface de l'exposition directe de la garniture au fluide est quasiment nulle si on la compare avec celle des joints plats utilisés dans les assemblages à brides boulonnées.

L'objectif principal à atteindre lors de la réalisation des essais de fuites est de déterminer les conditions optimales en charge, en pression et en nombre d'anneaux de la garniture qui permettent de limiter les fuites à des niveaux acceptables. Ce type d'essais permet aussi de comparer l'étanchéité des deux types de garniture étudiés. Dans ce qui suit, il sera présenté successivement la comparaison entre les résultats des essais de fuites lors de l'utilisation du



graphite flexible et du Téflon, l'effet de la contrainte axiale de compression et la pression du gaz de pressurisation sur les déformations tangentielles du boîtier et enfin l'influence du nombre d'anneaux utilisés sur le taux des fuites et les déformations.

#### 5.4.2.1 Comparaison du comportement du graphite flexible et du Téflon

Les premiers tests effectués ont permis de situer la gamme des valeurs des fuites pour chaque type de garniture et aussi les limites des contraintes de compression entre lesquels les fuites sont mesurables à l'aide des capteurs installés dans le banc d'essais. Les figures 5.15 et 5.16 donnent la variation du taux de fuite, pour le GF et le PTFE respectivement, en fonction de la pression du gaz pour plusieurs niveaux de la charge de compression. Ces deux figures confirment que la fuite est plus grande lorsque la contrainte de serrage est plus petite ou la pression du fluide est plus grande. Pour chaque cas de matériau, quatre anneaux sont utilisés dans ces tests de fuite.

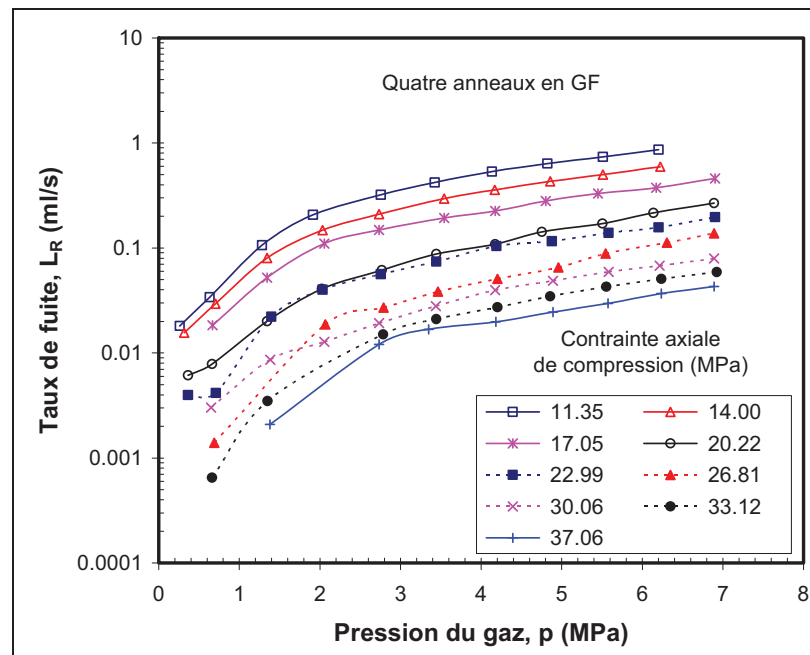
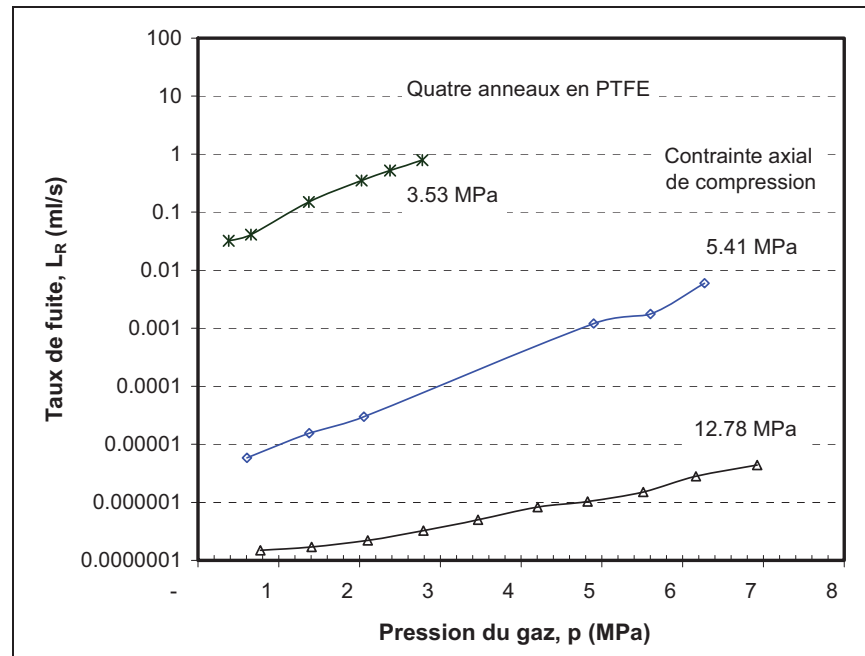
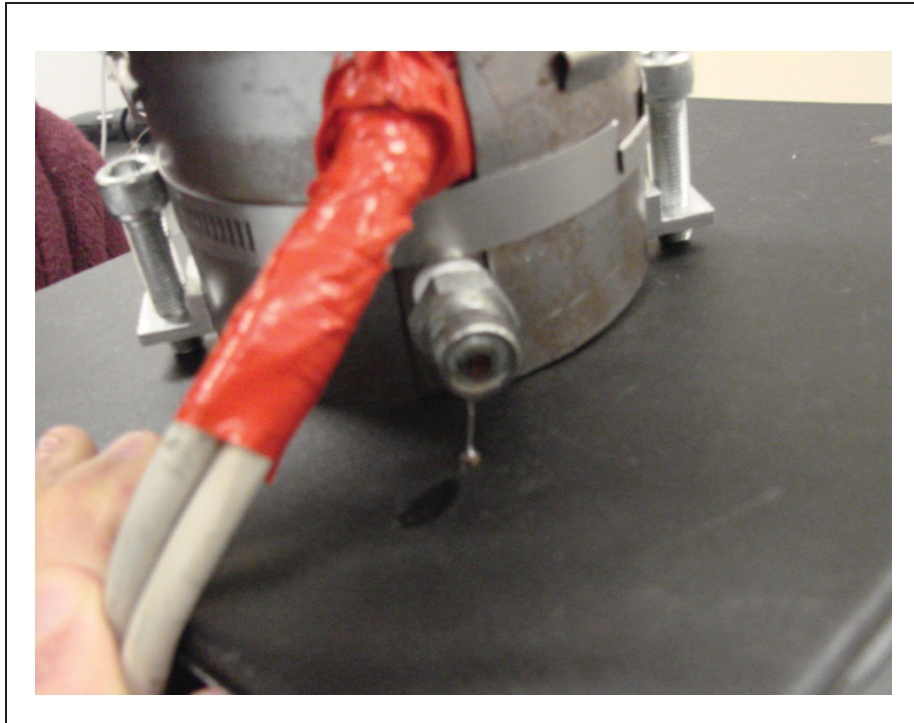


Figure 5.15 Taux de fuite pour le graphite flexible.



**Figure 5.16 Taux de fuite pour le Téflon.**

Il est clair que pour la même contrainte de compression et la même pression de gaz, la garniture en Téflon est plus étanche que celle en graphite. Pour le graphite, si la contrainte de serrage est plus petite que 11.35 MPa, la fuite est très grande même pour les petites pressions de gaz. Dans ces conditions, il est difficile d'évaluer la fuite. La relation fuite-pression est linéaire, en coordonnées semi-logarithmique, lorsque la pression du gaz est supérieure à 2.70 MPa. Dans le cas de l'utilisation du Téflon, la fuite est trop petite une fois que la contrainte de serrage dépasse 12.70 MPa. Lorsque la contrainte de serrage est plus grande que cette valeur, la méthode de mesure de fuite par montée de pression est inefficace et le seul moyen qui reste possible est la détection par spectrométrie. L'utilisation du spectromètre dans ce cas s'avère inappropriée puisque lors de la compression de la garniture en PTFE, un liquide visqueux ou lubrifiant (huile de paraffine) est dégagé de la garniture qui risque de nuire au fonctionnement de celui-ci. D'autre part, ce lubrifiant remplit les espaces libres et bloque ainsi les chemins capillaires responsables des fuites. La photo de la figure 5.17 montre des gouttes du lubrifiant lors du démontage de l'assemblage du banc d'essais.



**Figure 5.17** Liquide de la garniture en PTFE.

En parallèle avec la mesure des fuites, le déplacement axial de la garniture ainsi que les déformations tangentielles au rayon extérieur du boîtier sont mesurés. L'application de la contrainte axiale de compression, qui est la contrainte de serrage, réduit la hauteur de la garniture et la valeur de cette diminution dépend du niveau de chargement. Les figures 5.18 et 5.19 montrent les effets de la charge axiale de serrage et de la pression du gaz sur la valeur de l'écrasement de la garniture pour les deux types de garniture. Le déplacement est plus grand lorsque la charge axiale est plus importante. D'autre part, les valeurs de l'écrasement sont indépendantes de la pression du gaz de pressurisation. Cette constatation est confirmée par la forme horizontale des courbes.

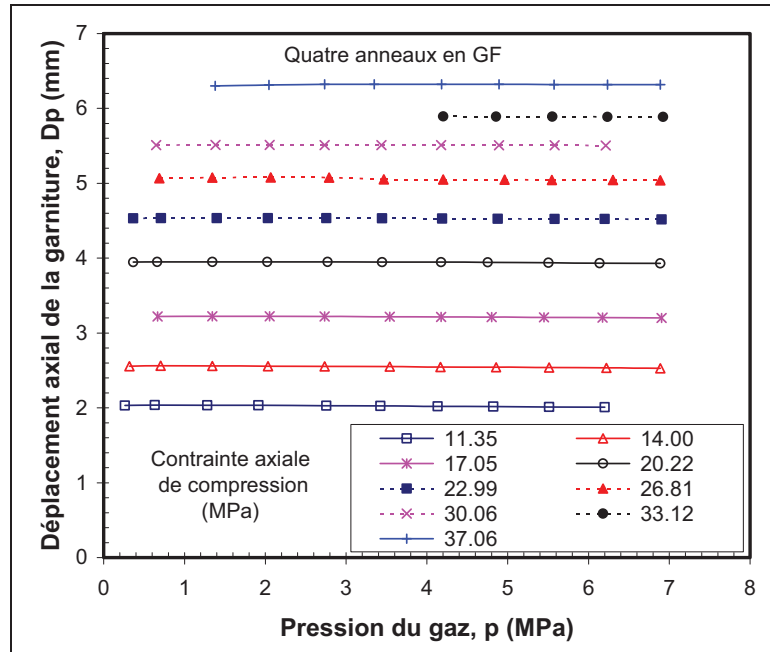


Figure 5.18 Variation des déplacements axiaux en fonction de la pression (GF).

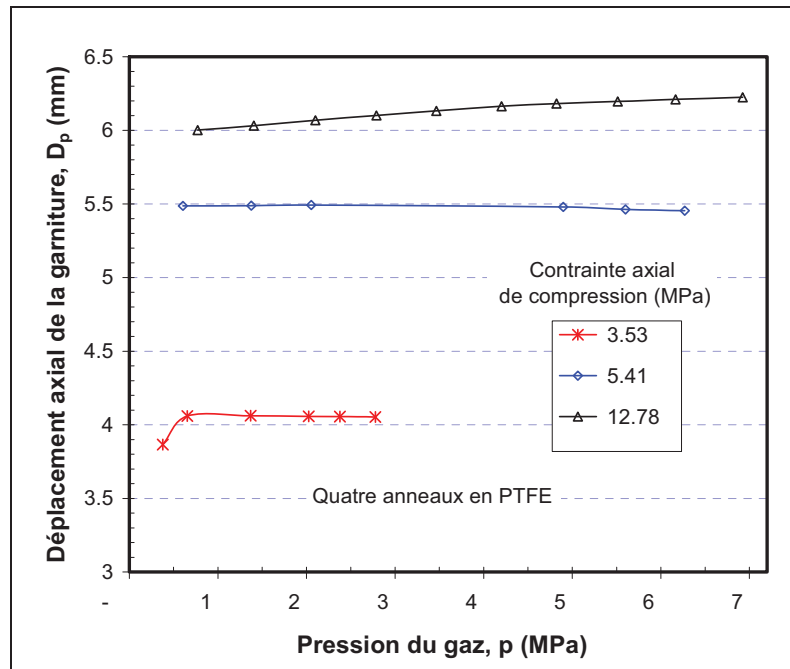


Figure 5.19 Variation des déplacements axiaux en fonction de la pression (PTFE).

### 5.4.2.2 Déformations tangentielles du boîtier

La variation de la pression de contact à l'interface garniture-boîtier est évaluée par la variation des déformations tangentielles enregistrées par les jauges de déformation collées le long de la surface extérieure du boîtier. Dans le cas des essais de fuites, en plus de la contrainte de compression de la garniture, la pression du gaz fait varier les déformations tangentielles à la surface extérieure du boîtier. Les figures 5.20 et 5.21 donnent les profils de ces déformations tangentielles. Ces courbes ont un maximum situé au milieu de la zone de placement de la garniture. Dans la figure 5.20, la garniture en graphite est composée de quatre anneaux soumis à une contrainte axiale de compression de 14 MPa. Les déformations dans ce cas varient entre 40 et 90  $\mu\text{s}$ . Dans la figure 5.21, la garniture en téflon est composée aussi de quatre anneaux mais la contrainte axiale de compression est de 12.78 MPa. Les déformations dans ce cas varient entre 25 et 70  $\mu\text{s}$ . Ces déformations démontrent une certaine pénétration du gaz dans les premières tresses proches du fond du boîtier.

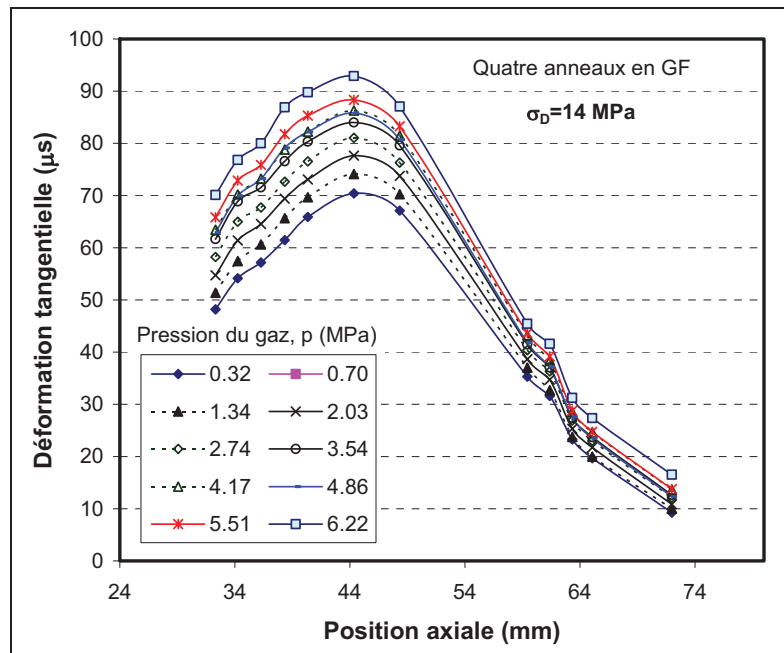
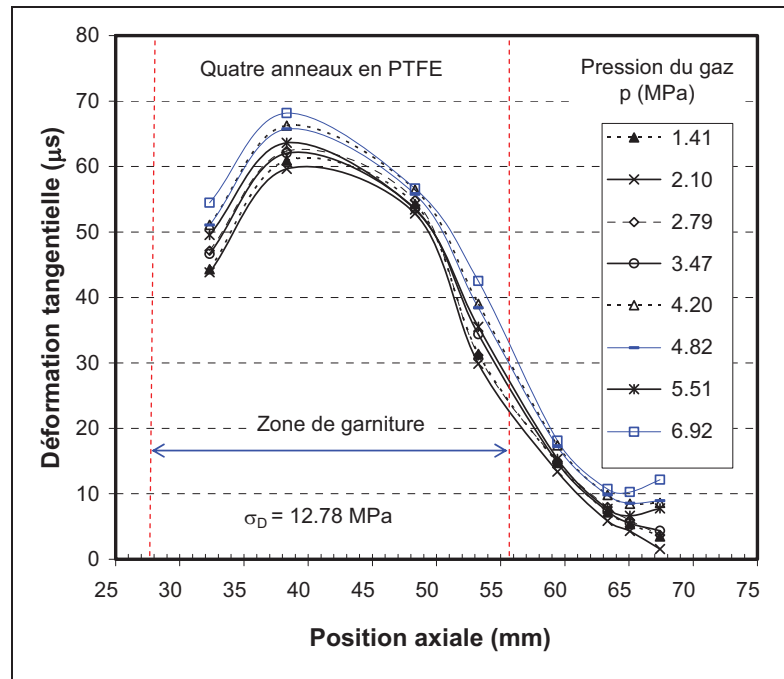


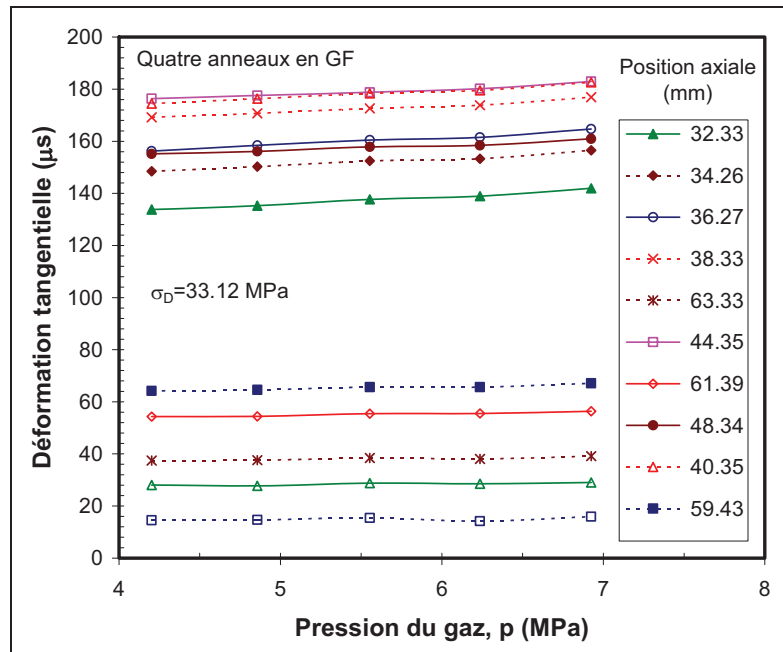
Figure 5.20 Déformation tangentielle au rayon extérieur du boîtier (GF).



**Figure 5.21 Déformation tangentielle au rayon extérieur du boîtier (PTFE).**

La déformation du boîtier au niveau de sa surface extérieure est causée par la pression de contact générée à l'interface garniture-boîtier. L'évaluation de la variation de cette pression de contact avec l'application de la pression du gaz, peut être estimée par la mesure du profil de déformation à la surface extérieure du boîtier.

La figure 5.22 présente, pour une contrainte axiale de compression de 33.12 MPa pour le cas de quatre anneaux en graphite, l'effet de la pression du gaz sur les déformations tangentielles des jauges. L'influence de la variation de la pression du gaz est très faible et peut être négligée. Les déformations sont plus grandes pour les jauges situées au niveau de la garniture.



**Figure 5.22 Effet de p sur les déformations tangentielles.**

Il est intéressant de déterminer l'effet combiné de la pression du gaz et de la contrainte axiale de compression de la garniture. Cet effet est présenté à la figure 5.23 pour trois contraintes de serrage et trois pressions de gaz lorsque quatre anneaux en graphite sont testés. La déformation tangentielle est plus importante lorsque la contrainte de serrage ou la pression du fluide est plus grande. Cependant pour chaque position axiale, la variation de la déformation tangentielle causée par la variation de la pression du fluide est relativement faible lorsque la charge de compression reste constante. Cette variation est plus petite lorsque la contrainte de serrage est plus grande et la position de la jauge de déformation est loin du milieu de la garniture. Par exemple, lorsque la pression du gaz passe de 1.38 à 6.24 MPa, la déformation tangentielle à la position axiale de 44.35 mm varie de 18  $\mu\text{s}$  lorsque la contrainte de compression de la garniture est de 14 MPa et de 10  $\mu\text{s}$  lorsque cette contrainte est de 37.06 MPa. Cet état de fait démontre qu'une pénétration de la pression dans l'anneau de garniture au fond du boîtier est survenue. La figure 5.24 présente l'effet de la contrainte de compression, dans le cas de quatre anneaux en PTFE et pour une pression de gaz de 2.05 MPa. Les déformations sont plus importantes lorsque la contrainte de compression est plus

grande. Cependant la variation de la déformation est plus importante à basse compression de la garniture.

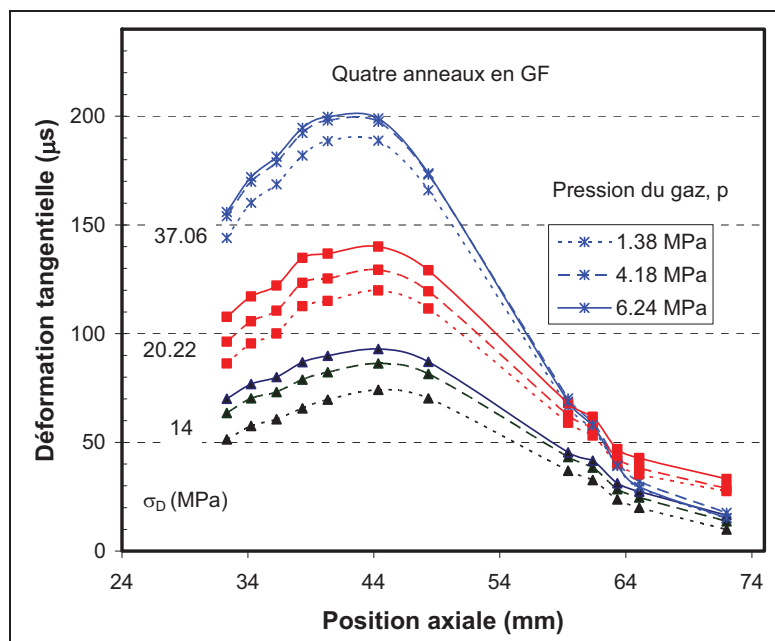


Figure 5.23 Effet de  $p$  et  $\sigma_D$  sur les déformations (FG).



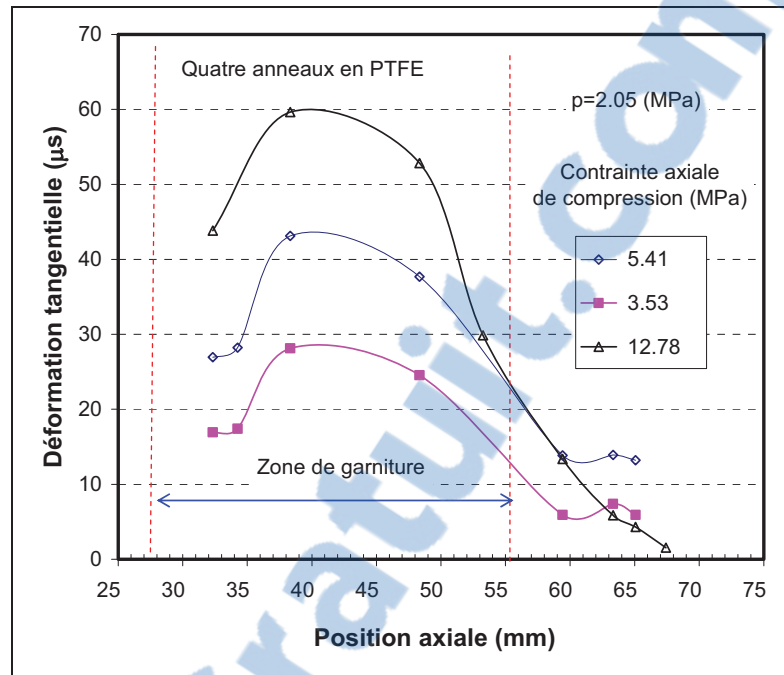


Figure 5.24 Effet de  $\sigma_D$  sur les déformations (PTFE).

### 5.4.2.3 Effet du nombre d'anneaux de la garniture

L'importance de la détermination du nombre optimal des anneaux de la garniture à installer dans le presse-étoupe des valves réside dans le fait que la hauteur obtenue de la garniture conditionne le niveau de l'étanchéité du système. En effet, la pression de contact au niveau de l'interface garniture-tige dépend non seulement de la contrainte de compression de la garniture mais aussi de la hauteur de la garniture. Pour montrer l'effet du nombre d'anneaux sur le taux de fuite, des tests avec un, deux et quatre anneaux en graphite flexible ont été conduits.

La figure 5.15 présentait le cas de quatre anneaux. Les figures 5.25 et 5.26 donnent le taux de fuites lorsque, respectivement un ou deux anneaux sont utilisés. Les courbes ont la même tendance pour tous les cas, cependant les niveaux des taux de fuites sont différents. En effet, pour la même contrainte axiale de compression et la même pression du gaz, le taux de la fuite est plus grand lorsque le nombre d'anneaux utilisés est plus petit. La figure 5.27 compare le taux de fuites en fonction de la pression du gaz pour deux contraintes axiales de compression,

14 et 37 MPa, dans le cas d'un, de deux et de quatre anneaux de la garniture en graphite. Par exemple, pour une contrainte de 37 MPa, le taux de fuite lorsque la pression du gaz est 5.50 MPa, est : 0.0298 ml/s pour quatre anneaux, 0.104 ml/s pour deux anneaux et 3.17 ml/s pour un seul anneau. On remarque que lorsque le nombre d'anneaux est plus grand le taux de fuite est plus petit. Ceci peut être apprécié plus clairement par les courbes de la figure 5.28.

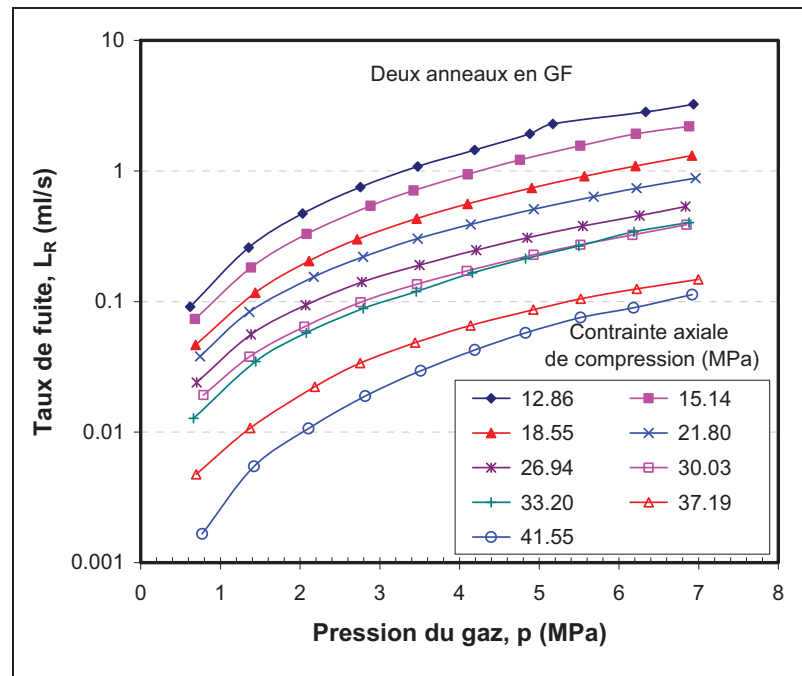


Figure 5.25 Taux de fuite pour deux anneaux en graphite.

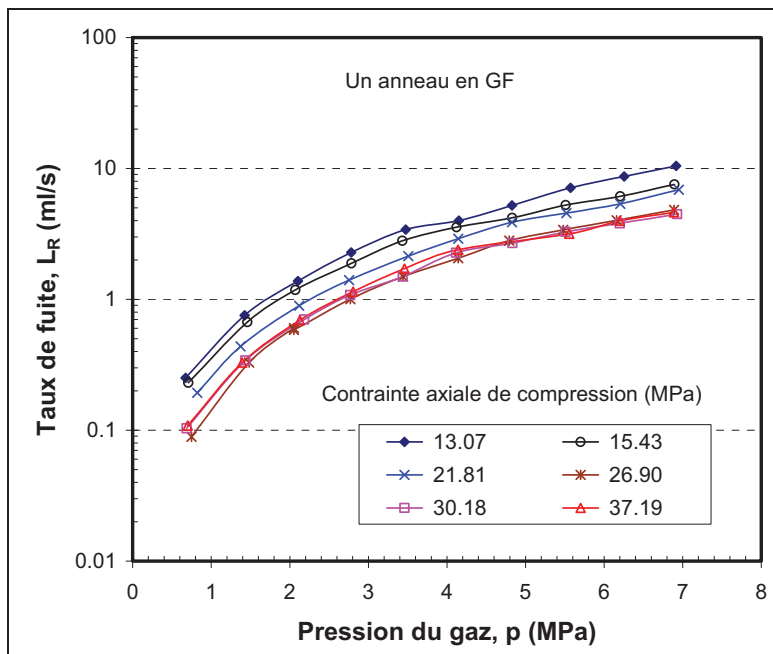


Figure 5.26 Taux de fuite pour un anneau en graphite.

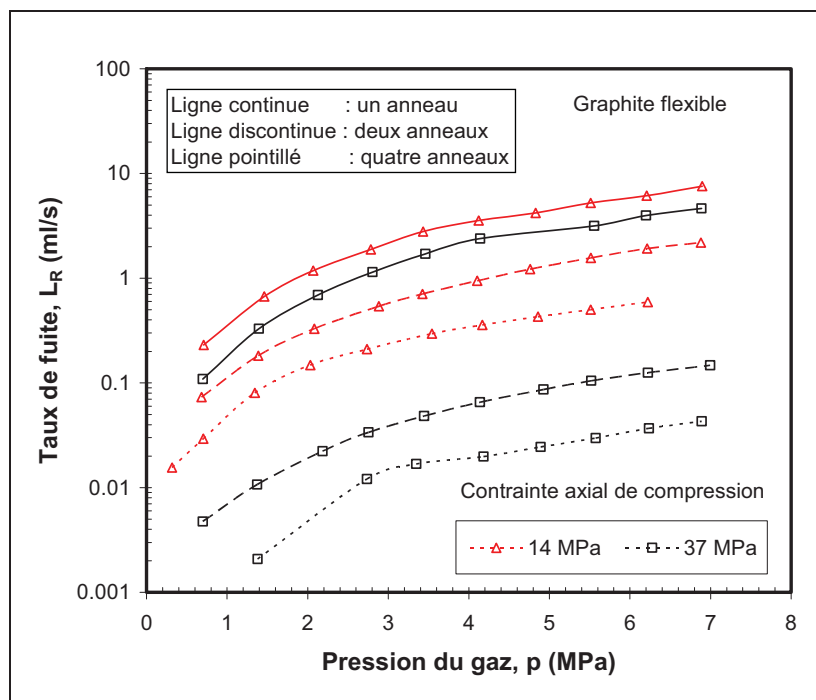
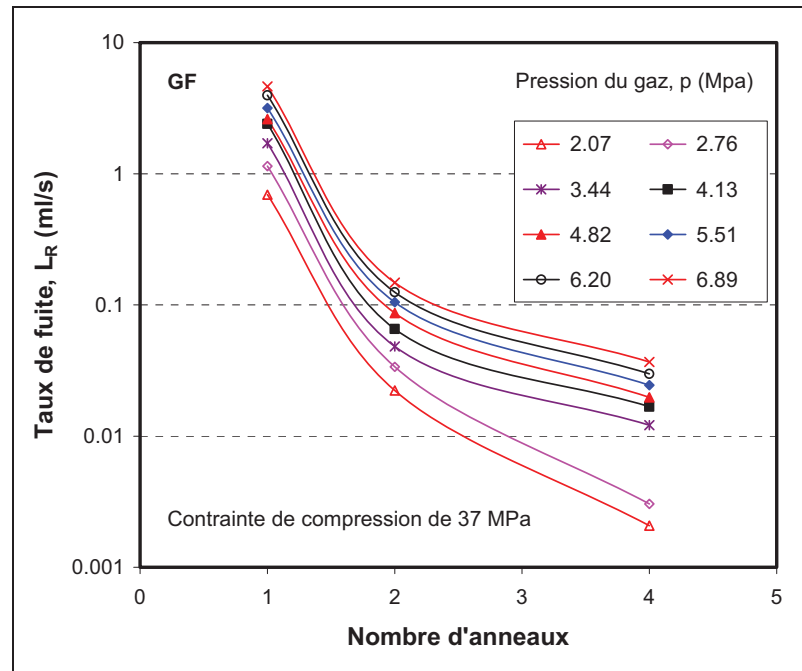


Figure 5.27 Comparaison des fuites pour un, deux ou quatre anneaux.



**Figure 5.28** Effet du nombre d'anneaux sur les fuites.

## 5.5 Conclusion

L'objectif initial de l'étude expérimentale était de valider les résultats de l'étude analytique et de l'analyse numérique par éléments finis. La première partie des essais a permis, en utilisant une approche hybride expérimentale-numérique, de déterminer les caractéristiques mécaniques des garnitures en graphite et en téflon. La démarche et les résultats de cette approche mixte expérimentale-numérique ont été présentés dans l'article du chapitre 4. La deuxième partie des essais était consacrée à l'étude de l'influence de la contrainte de serrage, de la pression du gaz et du nombre d'anneaux de la garniture sur le taux de fuite.

Cette étude expérimentale a démontré que le taux des fuites est plus grand lorsque la pression de serrage initial est plus faible ou la pression du gaz à confiner est plus grande ou lorsque le nombre des anneaux constituant la garniture est plus petit. Ces résultats démontrent que les garnitures de presse-étoupe sont en accord avec le comportement des autres systèmes d'étanchéité tels que les joints d'étanchéité des brides boulonnées.

Lors de la conception du montage expérimental du presse-étoupe, les intervalles de variation des différents paramètres affectant son fonctionnement global étaient moins connus. Leurs estimations étaient basées sur les simulations numériques effectuées en considérant le matériau de la garniture comme étant homogène et isotrope. Cependant, ce sont les essais expérimentaux effectués qui ont montré le comportement réel de la garniture de presse-étoupe et les limites des paramètres de fonctionnement du presse-étoupe.

Les essais réalisés dans le cadre de cette étude n'ont pas considéré l'effet de la température, le fini de surface et l'usure sur le taux de fuite mesurés. Dans les études ultérieures, il est recommandé de réaliser des essais de fluage, de relaxation et de dégradation même sans pressurisation pour évaluer le comportement de la garniture à long terme.

Les circuits de pressurisation et de mesure de fuites ont été isolés thermiquement pour limiter l'effet de la variation de la température sur les résultats des essais. Mais dans les installations industrielles, la température a une grande influence sur le comportement de la garniture. Donc, on recommande de modifier le montage en installant un système de chauffage pour faire varier la température du montage. Étudier l'effet de la température sur les caractéristiques mécaniques et les performances à l'étanchéité de la garniture serait un atout majeur pour le choix approprié des garnitures et leur maintenance industrielle.

## CONCLUSION

Le système d'étanchéité classique de presse-étoupe est l'assemblage le plus répandu pour assurer l'étanchéité des valves et des compresseurs. L'importance de ce système peut être évaluée à partir des conséquences qui peuvent survenir dans le cas d'une défaillance quelconque de l'un des éléments constituant cet assemblage. En effet, les fuites des valves dans les installations industrielles ont un impact majeur sur les coûts de production, la santé des individus et l'environnement. Même si la garniture constituée de plusieurs anneaux tressés est l'élément névralgique et constitue le maillon faible du système d'étanchéité, il n'en demeure pas moins que sa performance est tributaire non seulement des conditions opératoires mais des caractéristiques des autres éléments de l'assemblage.

Le travail effectué dans cette thèse peut être divisé en trois parties. Dans la première partie, un modèle analytique a été développé pour estimer les coefficients de transmission de la pression latérale et évaluer les pressions de contact aux interfaces garniture-tige et garniture-boîtier. Ce modèle analytique est basé sur la théorie des cylindres à paroi épaisse. La garniture a été traitée comme un matériau élastique, mais avec un coefficient de poisson assez élevé pour caractériser l'incompressibilité du matériau de la garniture. La réponse élastique du matériau de la garniture a été simulée par le modèle de Mooney-Rivlin qui caractérise adéquatement le comportement hyperélastique. Les expressions dégagées de cette étude font intervenir les caractéristiques mécaniques et géométriques des différentes composantes de l'assemblage. Les résultats du modèle analytique ont été comparés avec ceux d'un modèle éléments finis 2D axisymétrique. L'élément hyperélastique a été utilisé pour modéliser la garniture. Une bonne concordance a été observée entre le modèle analytique et celui des éléments finis. Cette partie de l'étude a démontré que les coefficients de transmission de la pression latérale aux interfaces entre la garniture, la tige et le boîtier sont égaux et proche de la valeur 0.65. Cependant les pressions de contact aux interfaces dépendent de plusieurs facteurs et en particulier la géométrie de l'assemblage, la nature du matériau de la garniture et les coefficients de frottement. D'autre part, l'exploitation des résultats de l'analyse par éléments finis a permis de déterminer le nombre minimal d'anneaux

de la garniture permettant de limiter les fuites pour une pression du fluide donnée et une contrainte de compression appliquée.

La deuxième partie de cette thèse a été consacrée à l'étude du comportement viscoélastique de la garniture et son influence sur les distributions des contraintes axiale et radiale aux interfaces de contact entre la garniture d'un côté et la tige et le boîtier de l'autre côté et son impact sur les coefficients de transmission de la pression latérale. Le modèle analytique développé pour déterminer l'évolution de la contrainte de compression dans le temps est basé sur celui de l'interaction élastique de la première partie. La méthode de l'analogie élastique a été exploitée pour évaluer la relaxation des contraintes en adoptant un modèle viscoélastique de la garniture du presse-étoupe. Les résultats de cette approche ont été comparés avec ceux d'un modèle éléments finis qui prend en considération les mêmes propriétés viscoélastiques du matériau de la garniture. Dans cette partie, le comportement de la garniture a été développé en utilisant le modèle rhéologique de Maxwell modifié. Le modèle proposé est capable de prédire l'évolution des différents paramètres de fonctionnement de l'assemblage presse-étoupe. Pour le polymère utilisé comme exemple d'application, la contrainte axiale de compression perd 30 % de sa valeur initiale après seulement cinq heures de fonctionnement. Cependant les coefficients de transmission de la pression latérale,  $K_i$  et  $K_o$ , gardent la même valeur initiale qui est égale à 0.74 dans ce cas.

L'étude expérimentale, qui représente la troisième partie de la thèse, a permis de caractériser la garniture du presse-étoupe. Les données récoltées de cette étude permettent une évaluation plus réaliste des coefficients de transmission de la pression latérale et des contraintes de contact générées lors du serrage initial de la garniture. Deux types de garniture les plus utilisés dans les applications industrielles ont été testés à savoir le graphite flexible et le Téflon. Le montage expérimental, conçu spécialement pour cette étude, prend en considération les caractéristiques physiques et géométriques d'un assemblage réel incluant la flexibilité des différents éléments du presse-étoupe. L'essai de compression triaxiale combiné avec la simulation par la méthode des éléments finis a permis d'évaluer, pour les deux types de garniture testés, le coefficient de transmission de la pression latérale, le module de

compression et le coefficient de Poisson. Pour la garniture en graphite flexible, le coefficient de transmission de la pression latérale et le coefficient de Poisson sont respectivement 0.87 et 0.46 et sont constants tandis que le module de compression change linéairement pour atteindre 36 MPa lorsque la contrainte de compression est de 50 MPa. Pour la garniture en téflon, le coefficient de transmission de la pression latérale et le coefficient de Poisson augmentent avec la charge pour atteindre respectivement 0.62 et 0.38 tandis que le module de compression est légèrement plus haut que celui du graphite et augmente avec la charge pour atteindre 95 MPa lorsque la contrainte de compression est de 50 MPa.

Le deuxième volet de cette partie a été consacré aux essais de fuites. L'influence de la charge de serrage, de la pression du fluide et du nombre d'anneaux de la garniture a été examinée. Ces essais ont démontré que le taux des fuites est plus grand lorsque la pression de serrage initial est plus faible ou la pression du gaz à confiner est plus grande ou également lorsque le nombre d'anneaux constituant la garniture est plus petit. Les données expérimentales recueillies lors de ces essais concordent, en partie, avec les résultats du modèle analytique développé dans la première partie.



## RECOMMANDATIONS

Les résultats du présent travail ont permis de mieux comprendre le comportement mécanique des différentes composantes du presse-étoupe. Cependant, plusieurs suppositions adoptées et certains paramètres non traités méritent d'être vus et vérifiés davantage dans des études ultérieures. En effet, pour améliorer et compléter les études contenues dans cette thèse, il est préconisé de poursuivre l'étude des garnitures de presse-étoupes en considérant les recommandations suivantes :

1. Les modèles analytiques développés dans cette thèse considèrent seulement le cas où la tige est stationnaire, donc le régime permanent du fonctionnement de la valve. Le régime transitoire, quand la manipulation de la valve est effectuée, doit être traité pour comprendre le fonctionnement du presse-étoupe dans tous les régimes. En effet, pendant l'ouverture et la fermeture des valves, plusieurs phénomènes secondaires se manifestent. On cite en particulier l'usure de la garniture et des surfaces en mouvement, la résistance à la torsion de la tige et la dissipation de l'énergie sous forme d'augmentation de la température.
2. L'étude expérimentale a démontré que les caractéristiques mécaniques des deux garnitures testées dépendent de la charge de compression. Ceci est dû à la nature du matériau de la garniture dont le comportement est semblable à celui des polymères. Par conséquent, le comportement de la garniture du presse-étoupe, par similitude avec les polymères, est influencé par la variation de la température, le fluage et la relaxation des éléments de l'assemblage du presse-étoupe et aussi du milieu de fonctionnement de la valve. Pour évaluer l'importance de ces influences, l'étude du système d'étanchéité à presse-étoupe dans ces conditions doit être envisagée.
3. L'étude expérimentale a permis de calculer les caractéristiques mécaniques des garnitures en graphite et en téflon. Or ces caractéristiques n'étaient pas intégrées dans les différents modèles analytiques et éléments finis développés initialement. La reprise des calculs avec

ces modèles en utilisant les caractéristiques mécaniques générées lors des essais expérimentaux s'avère nécessaire pour leur validation.

4. Étudier la possibilité de développer un modèle numérique de la garniture sous la forme d'un nouveau type d'élément fini qui prend en considération simultanément le comportement non-élastique et non-linéaire ainsi que le fluage de la garniture à tresses.
5. Après l'interdiction de l'utilisation de l'amiante, le graphite et le téflon sont devenus les matériaux les plus utilisés pour assurer l'étanchéité. Mais en parallèle de ces deux matériaux, d'autres matériaux synthétiques sont en émergence pour gagner plus de place sur le marché grâce à leurs coûts de fabrication de plus en plus économiques. Donc pour élargir l'inventaire des matériaux utilisés dans l'industrie de l'étanchéité, d'autres matériaux doivent être testés.
6. Les modèles numériques et analytiques décrits dans cette thèse ne permettent pas de prédire le niveau de fuite qui survient dans des conditions particulières de fonctionnement du presse-étoupe. Une étude plus spécifique doit être menée pour la modélisation de l'écoulement à travers la tresse en fonction de la nature du fluide confiné dans la valve, la nature du matériau de la garniture et sa structure ainsi que les conditions de fonctionnement en pression du fluide et contrainte de compression de la garniture.

# ANNEXE I

## INTERFACES DU PROGRAMME LABVIEW

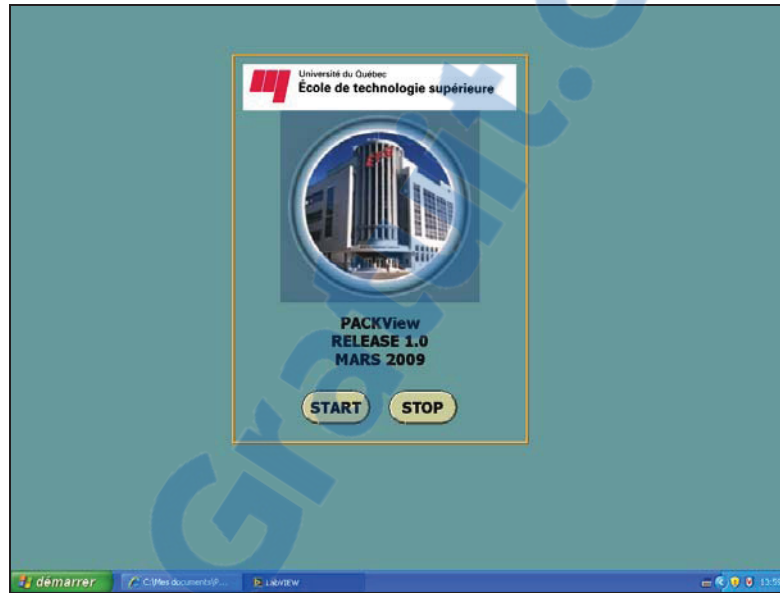


Figure-A I-1 Page d'ouverture du programme.

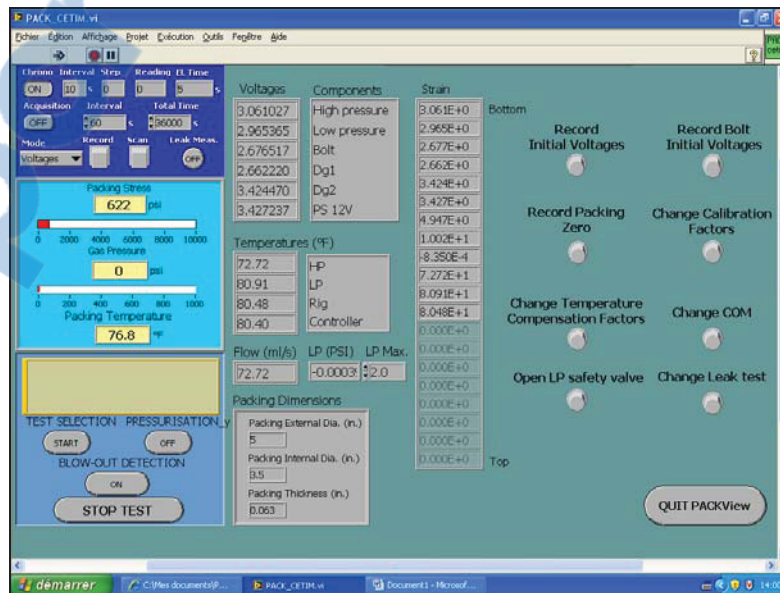


Figure-A I-2 Page de voltages.

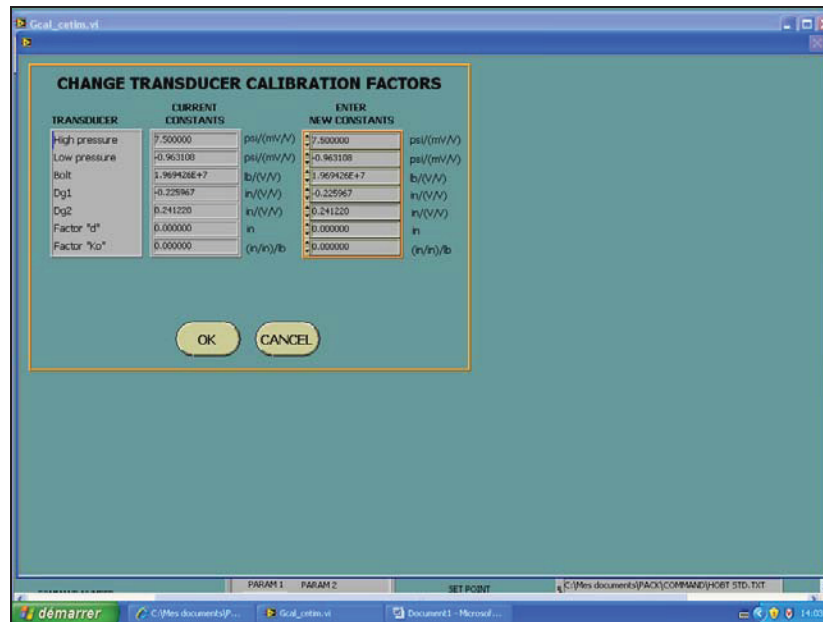


Figure-A I-3 Page de changement des constantes de calibration.

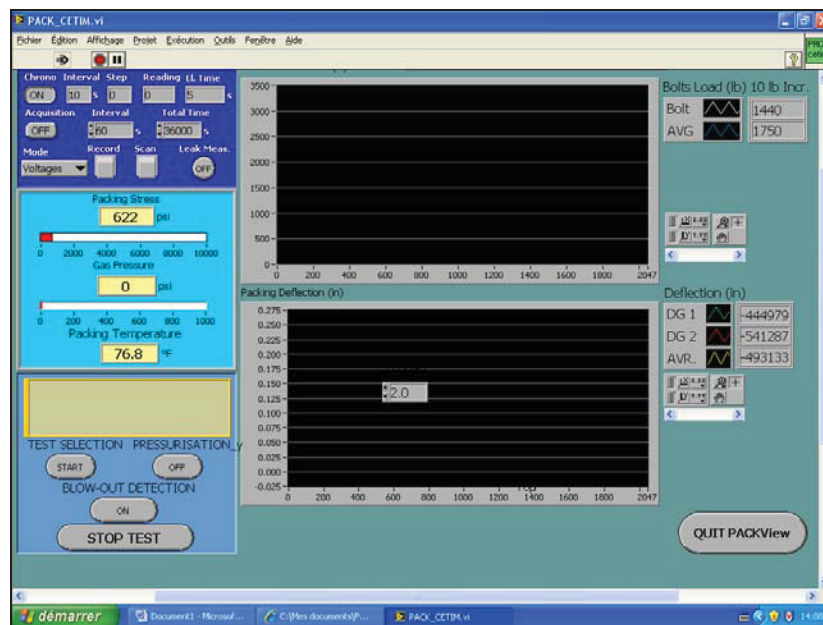


Figure-A I-4 Graphe d'évolution de la charge dans la tige.

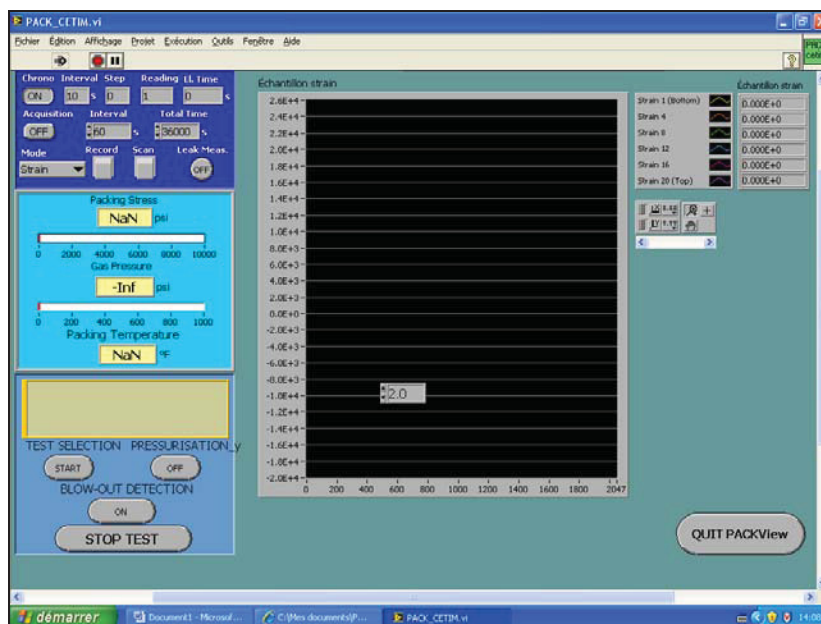


Figure-A I-5 Graphe d'évolution des déformations lues par les jauges de déformation.

## ANNEXE II

### MODÈLES DE L'ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS

#### Objectif de l'étude

Dans les trois parties de notre étude, des modèles éléments finis ont été élaborés pour supporter les modèles analytiques et valider leurs résultats. Ces modèles numériques ont été réalisés à l'aide du logiciel ANSYS. Elles consistent à simuler le comportement de l'assemblage de presse-étoupe dans différentes configurations.

Les effets de la charge de compression de la garniture, du nombre des anneaux de la garniture ainsi que des conditions de frottement aux interfaces garniture-tige et garniture-boîtier ont été analysés.

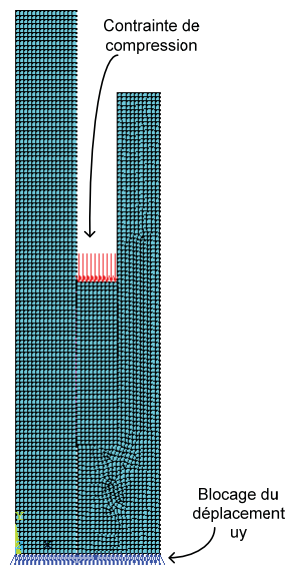
#### Modèle utilisé dans l'article 1

Le premier article propose une approche analytique, utilisant la théorie des cylindres à paroi épaisse, pour analyser les contraintes et les déplacements dans le système à presse-étoupe. Cette analyse permet de calculer aussi les coefficients de la pression latérale aux interfaces tige-garniture et garniture-boîtier. L'effet de la hauteur et le nombre des anneaux de la garniture sur la distribution des contraintes est examiné. Les résultats de cette approche sont comparés avec ceux d'une étude par éléments finis basés sur un modèle axisymétrique.

Dans ce modèle axisymétrique, réalisé avec la version 9.0 du logiciel ANSYS, la tige et le boîtier ont été représentés par des éléments PLAN42. Ce type d'élément, a quatre nœuds avec deux déplacements, suivant x et y, comme degrés de libertés. Des caractéristiques élastiques d'un acier ordinaire ont été affectés à ce type d'éléments. La garniture est modélisée par l'élément HYPER56. C'est un élément à quatre nœuds dont le comportement hyperélastique est introduit par le modèle de Money-Rivelin à deux constantes,  $C_{10}$  et  $C_{01}$ .

Les conditions de frottement entre la garniture d'une part et la tige et le boîtier de l'autre part sont introduites par des éléments de contact : TARGE169 pour le support rigide qui est la tige ou le boîtier et CONTA171 pour le support déformable qui est la garniture. Le coefficient de frottement constitue la caractéristique mécanique qui définit l'état de fini des surfaces en contact.

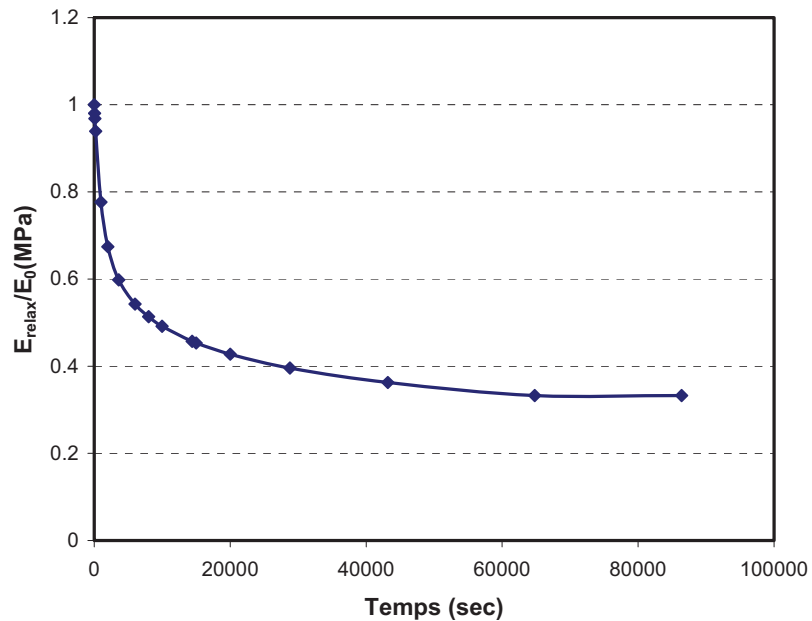
L'assemblage de presse-étoupe est soumis, dans le fonctionnement réel, à deux types de chargement : le serrage initial de la garniture et la pression du fluide qui est confiné à l'intérieur du système. Le serrage initial de la garniture est modélisé par une contrainte axiale de compression appliquée sur la surface supérieure de la garniture. Par contre, l'effet de la pression du fluide est négligé car cette pression est appliquée sur une surface très petite qui est localisée au niveau du jeu entre le boîtier et la tige. Le déplacement vertical de la surface inférieure du modèle est bloqué pour reproduire les conditions aux frontières. La figure-A II-1 présente le modèle éléments finis utilisé dans ce premier article. Ce modèle est composé de 3692 éléments avec 4015 nœuds. Le maillage a été raffiné jusqu'à la stabilisation des résultats.



**Figure-A II-1 Modèle éléments finis**

### Modèle utilisé dans l'article 2

Le deuxième article utilise les résultats de l'approche analytique utilisé dans le premier article mais avec un comportement viscoélastique de la garniture. Pour la simulation numérique, le même modèle géométrique utilisé dans le premier article est adopté dans cet article. Cependant la garniture est modélisée par des éléments PLAN182 qui prend en considération l'effet viscoélastique. Ce comportement est défini par les coefficients de la série de Prony. La figure-A II-2 présente la courbe de variation du rapport du module d'élasticité instantané par le module initial en fonction du temps. Les coefficients utilisés dans le programme d'éléments finis sont calculés à partir de cette courbe.



**Figure-A II-2 Module de relaxation**

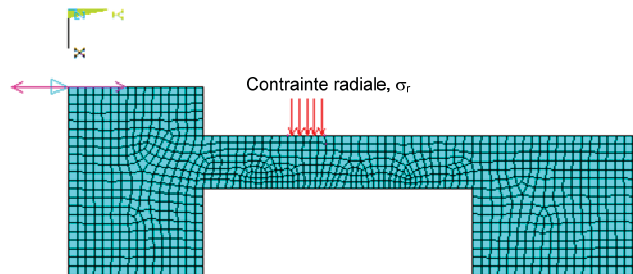
### Modèle utilisé dans l'article 3

L'analyse par la méthode des éléments finis a été introduite dans l'article 3 pour compléter les résultats de l'étude expérimentale. En effet, dans l'étude expérimentale, il est pratiquement impossible de mesurer directement les pressions de contact au niveau des interfaces garniture-tige et garniture-boîtier. La seule issue qui reste à exploiter est de déduire



les valeurs de ces pressions de contact à partir de la mesure des déformations dans la direction circonférentielle en introduisant un modèle numérique du boîtier. Les détails de cette méthode hybrique expérimentale-numérique sont présentés dans l'article 3.

Le même type d'éléments finis utilisé précédemment sont employés. La figure-A II-3 présente le modèle du boîtier. Une pression radiale simulant la pression de contact de la garniture est appliquée sur la surface intérieure du boîtier. Pour chaque pression, les déformations du boîtier sont comparées à celles obtenues expérimentalement pour déduire les caractéristiques de la garniture.



**Figur-A II-2 Modèle EF du boîtier**

### ANNEXE III

#### PROGRAMMES ANSYS

```
! =====
! Prorgamme avec modèle Hyperélastique de la garniture
! =====

FINISH
/CLEAR

! Constantes
! *****

      el_dim=2.8                ! Dimension des éléments (mm)
      pression=35!10!35!50!10!  ! Pression axiale exercée sur les tresses (MPa)
      E_acier=200000            ! Module d'élasticité de la tige et du boîtier
(MPa)
      nu_acier=0.3              ! Coefficient de Poisson de la tige et du boîtier
      nu_garniture =0.4        ! Coefficient de Poisson des tresses
      mu=0.2!0.15!0.175!0.2!0.25!  ! Coefficient de friction acier/garniture
      C1=-145.5439              ! Constante C1 de Mooney-Rivlin (MPa).
      C2=168.1039              ! Constante C2 de Mooney-Rivlin (MPa).
      nb=8!8!7!6!5!4!3!2      ! Nombre de tresses superposées
      FKN=75                    ! Facteur de rigidité normal au contact
      FTOLN=0.05               ! Facteur qui défini la pénétration maximale

! Dimensions
! *****

      rti=14.2875              ! Rayon de la tige (mm)
      lti=127                  ! Longueur de la tige (mm)
      ltr=9.525!10!12!13      ! Largeur d'une tresse (mm)
```

htr=9.525!10!12!13                   ! Hauteur d'une tresse (mm)  
 rb1=14.605                           ! Rayon interne du boîtier, intersection tige (mm)  
 rb2=23.8125                         ! Rayon interne du boîtier, intersection tresse  
 (mm)  
 rb3=33.75                           ! Rayon externe du boîtier (mm)  
 hb1=25.4                           ! Hauteur du boîtier au fond des tresses (mm)  
 hb2=107.95                         ! Hauteur totale du boîtier (mm)  
 jeu=rb2-rti-ltr                   ! Jeu initial entre les tresses et les tubes (mm)

/PREP7

! Type d'éléments

!\*\*\*\*\*

! Type d'éléments de la tige et du boîtier (acier)

ET,1,PLANE42                   ! Élément quadratique à 4 noeuds  
 KEYOPT,1,3,1                   ! Option axisymétrique élément #1  
 MP,EX,1,E\_acier               ! Module d'élasticité en MPa  
 MP,NUXY,1,nu\_acier           ! Coefficient de Poisson  
 MP,MU,1,mu                   ! Coefficient de friction

! Type d'éléments des tresses

ET,2,HYPER56                  ! Élément quadratique à 4 noeuds  
 KEYOPT,2,3,1                  ! Option axisymétrique élément #2  
 KEYOPT,2,7,0                  ! Option Mooney-Rivlin strain energy function  
 MP,NUXY,2,nu\_garniture      ! Coefficient de Poisson  
 MP,MU,2,mu                   ! Coefficient de friction  
 TB,MOONEY,2                   ! Constantes de Mooney-Rivlin en N/mm<sup>2</sup>  
 TBDATA,1,C1                   ! Constante C1 en MPa  
 TBDATA,2,C2                   ! Constante C2 en MPa

NLGEOM, ON

! La géométrie des éléments de l'assemblage

!\*\*\*\*\*

!Keypoints de la tige

K,1,0,0

K,2,rti,0

K,3,rti,lti

K,4,0,lti

!Keypoints du boîtier

K,5,rb1,0

K,6,rb2,0

K,7,rb3,0

K,8,rb3,hb1

K,9,rb3,hb2

K,10,rb2,hb2

K,11,rb2,hb1

K,12,rb1,hb1

!Keypoints des tresses

K,13,rti+jeu/2,hb1

K,14,rb2-jeu/2,hb1

K,15,rb2-jeu/2,hb1+htr\*nb

K,16,rti+jeu/2,hb1+htr\*nb

! Géométrie de la tige

ASEL,NONE

A,1,2,3,4

CM,TIGE,AREA

AATT,1,,1

/COLOR,AREA,CBLUE

! Géométrie du boîtier

```

ASEL,NONE
A,5,6,7,8,9,10,11,12
CM,BOITIER,AREA
AATT,1,,1
/COLOR,AREA,ORAN

```

! Géométrie des tresses

```

ASEL,NONE
A,13,14,15,16
CM,TRESSE,AREA
AATT,2,,2
/COLOR,AREA,GREEN

```

ALLS

APLOT

! Maillage

!\*\*\*\*\*

```

ESIZE,el_dim
AMESH,ALL

```

!Éléments contact

!\*\*\*\*\*

```

!contact_tresse_tige
ET,3,TARGE169
R,3,,FKN,FTOLN
ET,4,CONTA171,,1,,1
LSEL,NONE
LSEL,S,LINE,,2
CM,contact_tige,LINE
LATT,1,3,3
LMESH,contact_tige

```

! Contact rigide de la tige

! Constante associée

! Contact déformable, tresses

```

LSEL,NONE
LSEL,S,LINE,,16
CM,contact_tresse_tige,LINE
LATT,2,3,4
LMESH,contact_tresse_tige

```

```

!contact_tresse_boitier
    ET,5,TARGE169                ! Contact rigide du boîtier
    R,5,,FKN,FTOLN                ! Constante associée
    ET,6,CONTA171,,,1,,1        ! Contact déformable, tresses
    LSEL,NONE
    LSEL,S,LINE,,10
    CM,contact_boitier,LINE
    LATT,1,5,5
    LMESH,contact_boitier
    LSEL,NONE
    LSEL,S,LINE,,14
    CM,contact_tresse_boitier,LINE
    LATT,2,5,6
    LMESH,contact_tresse_boitier

```

```

! contact_tresse_fond_boitier
    ET,7,TARGE169                ! Contact rigide du fond du boîtier
    R,7,,FKN,FTOLN                ! Constante associée
    ET,8,CONTA171,,,1,,1        ! Contact déformable, tresses
    KEYOPT,8,3,1                ! Option axisymétrique élément #8
    LSEL,NONE
    LSEL,S,LINE,,11!11
    CM,contact_fond_boitier,LINE
    LATT,1,7,7

```

```

        LMESH,contact_fond_boitier
        LSEL,NONE
        LSEL,S,LINE,,13!13
        CM,contact_tresse_fond_boitier,LINE
        LATT,2,7,8
        LMESH,contact_tresse_fond_boitier

ALLS
FINISH

/SOLU

! Blocage des noeuds
! *****
        NSEL,S,LOC,Y,0          ! Blocage des noeuds en Y
        D,ALL,UY,0
        Alls

! Aplication de la pression sur les tresses
! *****
        NSEL,NONE
        NSEL,S,LOC,Y,hb1+htr*nb
        NSEL,R,LOC,X,rti,rb2
        CPINTF,UY
        SF,ALL,PRES,pression
        ALLS

!*****

! Options de résolution
! *****

        CNVTOL,F,,,-1

```

```

NLGEOM,1
NROP,FULL,,
EQSLV,FRONT,,0,
AUTOTS,1
NSUBST,10,0,0,0
KBC,0
SOLCONTROL,ON,1
OUTRES,,1
SOLVE
FINISH
/POST1

```

```

! =====
! Prorgamme avec modèle viscoélastique de la garniture
! Étude de la relaxation
! =====
FINISH
/CLEAR

```

```

! Constantes
! *****
      el_dim=1.2           ! Dimension des éléments (mm)
      pression=40!50!25!40 ! Pression axiale exercée sur les tresses (MPa)
      E_acier=200000      ! Module d'élasticité de la tige et du boîtier (MPa)
      nu_acier=0.3        ! Coefficient de Poisson de la tige et du boîtier
      nu_garniture=0.4205 ! Coefficient de Poisson des tresses
      mu=0.25!0.175!0.25 ! Coefficient de friction acier/garniture
      C1=-145.5439       ! Constante C1 de Mooney-Rivlin (MPa).

```



C2=168.1039 ! Constante C2 de Mooney-Rivlin (MPa).  
 E\_tresse=2\*(1+ nu\_garniture)\*(C1+C2)  
 nb=6 ! Nombre de tresses superposées  
 FKN=75 ! Facteur de rigidité normal au contact  
 FTOLN=0.1 ! Facteur qui définit la pénétration maximale  
 temperature=20

! Dimensions

! \*\*\*\*\*

rti=14.2875 ! Rayon de la tige (mm)  
 lti=127 ! Longueur de la tige (mm)  
 ltr=9.525 ! Largeur d'une tresse (mm)  
 htr=9.525 ! Hauteur d'une tresse (mm)  
 rb1=14.605 ! Rayon interne du boîtier, intersection tige (mm)  
 rb2=23.8125 ! Rayon interne du boîtier, intersection tresse (mm)  
 rb3=33.75 ! Rayon externe du boîtier (mm)  
 hb1=25.4 ! Hauteur du boîtier au fond des tresses (mm)  
 hb2=107.95 ! Hauteur totale du boîtier (mm)  
 jeu=0.0001!rb2-rti-ltr ! Jeu initial entre les tresses et les tubes (mm)

/PREP7

! Type d'éléments

! \*\*\*\*\*

! Type d'éléments de la tige et du boîtier (acier)

ET,1,PLANE182!42 ! Élément quadratique à 4 noeuds  
 KEYOPT,1,3,1 ! Option axisymétrique élément #1  
 MP,EX,1,E\_acier ! Module d'élasticité en MPa  
 MP,NUXY,1,nu\_acier ! Coefficient de Poisson  
 MP,MU,1,mu ! Coefficient de friction

! Type d'éléments des tresses

```

ET,2,PLANE182          ! Élément quadratique à 4 noeuds
KEYOPT,2,3,1          ! Axisymetrique
MP,EX,2,E_tresse
MP,NUXY,2,nu_garniture ! Coefficient de Poisson
MP,MU,2,mu            ! Coefficient de friction
tb,prony,2,,1,bulk    !define viscosity parameters
tbdata,1,0.2832,1000,0.1528,4000,0.1403,16000,0.1114,64000,0.0869,256000
    ,0.0438,1.024E6,0.0338,4.0960E6,0.0057,1.6384E7
tb,prony,2,,1,shear    !define viscosity parameters
tbdata,1,0.5,15,0.3,150!0.2832,1.5E-5,0.1528,1.5E-4,0.1403,1.5E-
3,0.1114,1.5E-2

```

NLGEOM, ON

! Description de la géométrie

!\*\*\*\*\*

!Keypoints de la tige

```

K,1,0,0
K,2,rti,0
K,3,rti,lti
K,4,0,lti

```

!Keypoints du boîtier

```

K,5,rb1,0
K,6,rb2,0
K,7,rb3,0
K,8,rb3,hb1
K,9,rb3,hb2
K,10,rb2,hb2

```

K,11,rb2,hb1

K,12,rb1,hb1

!Keypoints des tresses

K,13,rti+jeu/2,hb1

K,14,rb2-jeu/2,hb1

K,15,rb2-jeu/2,hb1+htr\*nb

K,16,rti+jeu/2,hb1+htr\*nb

! Géométrie de la tige

ASEL,NONE

A,1,2,3,4

CM,TIGE,AREA

AATT,1,,1

/COLOR,AREA,CBLUE

! Géométrie du boîtier

ASEL,NONE

A,5,6,7,8,9,10,11,12

CM,BOITIER,AREA

AATT,1,,1

/COLOR,AREA,ORAN

! Géométrie des tresses

ASEL,NONE

A,13,14,15,16

CM,TRESSE,AREA

AATT,2,,2

/COLOR,AREA,GREEN

ALLS

APLOT

! Maillage

!\*\*\*\*\*

ESIZE,el\_dim

AMESH,ALL

!Éléments contact

!\*\*\*\*\*

! contact\_tresse\_tige

ET,3,TARGE169

! Contact rigide de la tige

R,3,,FKN,FTOLN

! Constante associée

ET,4,CONTA171,,,1,,4

! Contact déformable, tresses

LSEL,NONE

LSEL,S,LINE,,2

CM,contact\_tige,LINE

LATT,1,3,3

LMESH,contact\_tige

LSEL,NONE

LSEL,S,LINE,,16

CM,contact\_tresse\_tige,LINE

LATT,2,3,4

LMESH,contact\_tresse\_tige

!contact\_tresse\_boitier

ET,5,TARGE169

! Contact rigide du boîtier

R,5,,FKN,FTOLN

! Constante associée

ET,6,CONTA171,,,1,,4

! Contact déformable, tresses

LSEL,NONE

LSEL,S,LINE,,10

```

CM,contact_boitier,LINE
LATT,1,5,5
LMESH,contact_boitier
LSEL,NONE
LSEL,S,LINE,,14
CM,contact_tresse_boitier,LINE
LATT,2,5,6
LMESH,contact_tresse_boitier

```

```
! contact_tresse_fond_boitier
```

```

ET,7,TARGE169           ! Contact rigide du fond du boîtier
R,7,,FKN,FTOLN         ! Constante associée
ET,8,CONTA171,,1,4     ! Contact déformable, tresses
LSEL,NONE
LSEL,S,LINE,,11
CM,contact_fond_boitier,LINE
LATT,1,7,7
LMESH,contact_fond_boitier
LSEL,NONE
LSEL,S,LINE,,13
CM,contact_tresse_fond_boitier,LINE
LATT,2,7,8
LMESH,contact_tresse_fond_boitier

```

```
ALLS
```

```
/SOLU
```

```

RATE,OFF                !Creep analysis turned off
TIME,1.0E-5             !Time period set to a very small value

```

! Blocage des noeuds

! \*\*\*\*\*

NSEL,S,LOC,Y,0 ! Blocage des noeuds en Y  
D,ALL,UY,0

! Aplication de la pression sur les tresses ou du déplacement

! \*\*\*\*\*

NSEL,S,LOC,Y,hb1+htr\*nb  
NSEL,R,LOC,X,rti+jeu/2,rb2-jeu/2  
CPINTF,UY,1E-5  
!SF,ALL,PRES,pression  
D,ALL,UY,-3.4108  
ALLS

BFUNIF,TEMP,temperature

SOLVE !Solve this load step

!Second load step, no further mechanical load

!=====

RATE,ON !Creep analysis turned on  
TIME,20000  
KBC,1  
OUTRES,ALL,ALL  
ALLSs  
SOLVE !Solve this load step  
FINISH

/POST1

## BIBLIOGRAPHIE

- American Petroleum Institute. 2005. *Type testing of Process Valve Packing for Fugitive Emissions*. API622.
- Alghamdi, A. A. et M. S. Al-Sannaa. 2004. « Two-Dimensional Finite Element Analysis for Large Diameter Steel Flange ». *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 126, no 3, p. 399-403.
- Ansys Inc. 2003. *Ansys*, version 10.0. Logiciel.
- Ansys Inc. 2005. *Ansys*, version 11.0. Logiciel.
- Barrie, Kirkman, T. w. 1995. « BP Chemicals enters valves packing partnership, comprehensive study results in emissions-reduction breakthrough ». *Chemical Processing*, Sept. 1995, p. 49-52.
- Bartonicek, J., F. Schoeckle. 1995. « Tightness and accurate mounting of bolted joints ». In *The ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Honolulu, HI, USA, Jul 23-27 1995), vol. 305, p. 171-178. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Bartonicek, J. et F. Schoeckle. 1996. « Approach to a correct function of stuffing boxes ». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Montreal, Can., Jul 21-26 1996), vol. 326, p. 115-121. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Bazergui, A. et L. Marchand. 1984. « PVRC Milestone Gasket Test - First Results ». *Welding Research Council Bulletin*, WRC, no 292.
- Bouزيد, A., A. Chaaban, et al. 1995. « The Effect of gasket creep-relaxation on the leakage tightness of bolted flanged joints ». *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 117, no 1, p. 71-78.
- Bouزيد, A. et A. Chaaban. 1997. « Accurate method of evaluating relaxation in bolted flanged connections ». *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 119, no 1, p. 10-17.
- Bouزيد, A.-H. et A. Nechache. 2004. « Creep modeling in bolted flange joints ». In *ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference*. (San Diego, CA, USA, Jul 25-29 2004), vol. 478, p. 49-56. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).

- Chambers, A. 2003. « Well Test Flare Plume Monitoring:-Results of DIAL Measurements in Alberta ». *PTAC Air Issues Forum*. Carbon and Energy Management, Alberta Research Council Inc.
- Cao, B., C. Duan, et al.. 1999. « 3-D finite element analysis of bolted flange joint considering gasket nonlinearity ». In *ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Boston, MA, USA, Aug 1-5 1999), vol. 382, p.121-126.
- Cartraud, P. et C. Wielgosz. 1996. « Numerical modelling of the elastoplastic behaviour of a gasket material ». *Computational Materials Science*, vol. 5, no. 1-3, p.75-81.
- Christensen, R. M. 1982. *Theory of Viscoelasticity - An Introduction*. 2nd ed., New York : Academic Press, 364 p.
- Ciortan, S. a. B., I., 2002. « Advanced Investigation method for stuffing box packings functioning ». *The Annals of University Dunarea de Jos of Galati*, Fascicle VIII, Tribology.
- Denny, D. F. 1957. « A Force Analyse of the Stuffing-Box Seal ». *Research report 550, BHRA*, the Fluid Engineering Centre, Harlow, England.
- Diany, M. et A.-H. Bouzid. 2006. « Evaluation of Contact Stress in Stuffing Box Packings». In *ASME PVP2006/ICPVT-11 Conference*. (Vancouver, BC, Canada, July 23-27, 2006), Paper N° PVP2006-ICPVT11-93083. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Diany, M. et A.-H. Bouzid. 2007. « Analytical Modelling of Creep Relaxation of Stuffing Box Packing». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (San Antonio, Texas , USA, July 23-27, 2006), vol. 2, p. 159-164. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Diany, M. et A.-H. Bouzid. 2009. « Evaluation of Stresses and Displacements of Stuffing-Box Packing Based on a Flexibility Analysis ». *Tribology International*, vol. 42, no 6, p. 980-986.
- Diany, M. et A.-H. Bouzid. 2009. « Short Term Relaxation Modeling of Valve Stem Packings ». *Journal of Tribology ASME*, vol. 131, July 2009, p. 032201-6.
- Domashnev, A. D. et V. L. Khmel'niker. 1970. « Experimental determination of the coefficients of the side pressure for dry granular-fibrous stuffing box packings ». *Chemical and Petroleum Engineering*, vol. 6, no 2, p.97-99.



- Faltineanu, C. 1982. « Experimental results of the research of friction and wear processes of stuffing box packings for tightening of shafts ». In *EUROTRIB 81: 3rd International Tribology Congress*. (Warsaw, Pol, 1982), p 144-157. Amsterdam, Neth : Elsevier Scientific Publ Co.
- Fitex PME. 2009. Presse étoupe - Fabrication de tresse d'étanchéité. In Technologies d'étanchéité. En ligne. <<http://www.presseetoupe.org/>>. Consulté en 2009.
- Flitney, R. K. 1986. «Soft Packings ». *Tribology International*, vol. 19, no 4, p. 181-183.
- International Organisation for Standardization. 2003. *Industrial valves, Fugitive emissions-Measurement, test and qualification procedures, part 1: Classification system and qualification procedures for type testing of valves*. ISO15848-1.
- International Organisation for Standardization. 2003. *Industrial valves, Fugitive emissions-Measurement, test and qualification procedures, part 2: Production acceptance test of valves assemblies..* ISO15848-2
- Klenk, T., H. Kockelmann, et al.. 1999. «Characteristics and testing techniques for stuffing box packings». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Boston, MA, USA, Aug 1-5 1999), vol. 382, p. 135-143. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Klenk, T., R. Hahn, et al.. 2001. « High Grade Proof for Gaskets according to TA-Luft and VDI 2440 ». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Atlanta, GA, USA, July 23-26, 2001), vol. 416, p.163-167. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Kraus, Harry. 1980. *Creep Analysis*. New York Wiley, 268 p.
- LabVIEW. 2007. Version 7.4.0.287. Logiciel. National Instruments.
- Mackerle, J. 1996. «Finite element analysis and simulation of welding: a bibliography (1976-1996) ». *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, vol. 4, no 5, p. 501-533.
- Mackerle, J. 2003. «Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990-2002)». *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 80, no 4, p. 253-271.
- Matlab. 2007. Version 7.4.0.287 (R2007a). Logiciel. MathWorks.
- McCrum, N. G., C. P. Buckley et C. B. Bucknall. 1997. *Principles of Polymer Engineering*, 2ème édition, New York : Oxford University Press, 464 p.

- Nechache, A., A.-H. Bouzid, et al. 2004. «Analytical modeling of a bolted flange joint subjected to creep relaxation». In *12th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE12)*. (Arlington, VA, USA Apr 25-29), vol. 1, p. 705-712. New York, NY, USA: American Society of Mechanical Engineers.
- Nechache, A. et A.-H. Bouzid. 2005. «Creep effect of attached structures on bolted flanged joint relaxation». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Denver, CO, USA, Jul 17-21 2005), vol. 5, p. 207-215. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Ní Ruaidhe, M. et A.A. Torrance. 2003. «Developing a finite element model of exfoliated graphite valve packings». In *the 17th International Conference on Fluid Sealing*. (York, United Kingdom, April 8-10, 2003), pp. 95-109. BHR Group Limited.
- Ochonski, W. 1988. «Radial Stress Distribution and Friction Forces in a Soft-Packed Stuffing-Box Seal». *Tribology International*, vol. 21, no 1, p. 31-38.
- Odquist, Folke K. G. 1966. *Mathematical Theory of Creep and creep Rupture*. Oxford: Clarendon Press, 168 p.
- Onat, A. 2008. «The Effects of Sealing Materials on Elimination of Fugitive Emissions». *Materials & Design*, vol. 29, no 2, p. 533-538.
- Pakholko, V. V. and N. M. Molchanova. 1991. «Rigidity of Stuffing Boxes at Normal and low Temperatures and its Effect on Vibrations of Parts». *Chemical and Petroleum Engineering*, vol. 26, no 9-10, p. 497-499.
- Pengyun, S., C. Kuangmin, et al. 1997. «A Theoretical Analysis of the Lateral Pressure Coefficients in a Soft-Packed Stuffing-Box Seal». *Tribology International*, vol. 30, no 10, p. 759-765.
- Pongodin, V.K., D.M. Dubrovin, V. A. Venediktov, et P.M. Kon'kov. 1995. « Determination of required conditions for nonleakage of valve stuffing-box seals ». *Chemical and Petroleum Engineering*, vol. 31, no 7, p. 391-394.
- Pothier, N. E. 1976. « *Application of Belleville Springs as Energy Storage Devices on Packed Valve Stem Seals in Candu Power Reactor Service* ». Atomic Energy of Canada Limited : AECL, Rapport no 5555, 15p.
- Ratanov, K. A. et V. M. Valovskii. 1989. «Experimental determination of the friction coefficient and the force produced by cuffs against the body of a diaphragm stuffing box of a rod type deep pumping installation». *Chemical and Petroleum Engineering* (English translation of *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostroenie*), vol. 24, no 7-8, p. 397-399.

- Roe, M. et A. Torrance. 2008. «Performance prediction of exfoliated graphite seals: 1. Determination of parameters and verification of model». *Sealing Technology*, vol. 8, no 4, p. 6-13.
- Ruaidhe, M. N. et A. A., Torrance. 2003. «Developing a Finite Element Model of Exfoliated Graphite Valve Packings». *Sealing technology*, June 2003, p. 6-9.
- Ruggieri, S. K. 1986. «Nuclear Valve Stem Packing Improvements Can Reduce Leakage». *Power Engineering*, vol. 90, no 9, p. 26-29
- Ruggieri, S. K. et J. S. Kelly. 1987. «Improvements in Valve Stem Packing Performance». In *the Joint ASME/IEEE Power Generation Conference*. (Miami Beach, FL, USA, 1987), ASME Paper No. 87-JPGC-PWR-42, 6 p. New York, NY, USA : ASME,
- Serin J. et J. Sutter. 2000. Robinetterie Industrielle. Techniques d'Ingénieur, Article BM6900, <<http://www.techniques-ingenieur.fr/book/bm6900/robinetterie-industrielle.html>>.
- Sawa, T. et N. Ogata. 2002. «Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection With Spiral Wound Gaskets Under Internal Pressure». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Vancouver, BC, Canada, Aug 5-9 2002), vol. 433, p. 115-127. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Sharad, A.P. et B. Venkatraman. 1960. «On the Creep Stress of some Structures». In *International Union of Theoretical and Applied Mechanics Colloquium*. (Stanford University, California, July 11-15 1960), p. 43-64.
- Smith, P. et R.W. Zappe. 2004. *Valve Selection Handbook : Engineering Fundamentals for Selecting the Right Valve Design for Every Industrial Flow Application*, 5ème édition révisée. USA, Gulf Professional, Elsevier, 399 p.
- Takaki, T., K. Satou, et al. 2004. « Effects of Flange Rotation on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections ». In *ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference*. (San Diego, CA, USA, Jul 25-29 2004), vol. 478, p. 121-128. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Tashiro, H. et F. Yoshida. 1990. «Stress Relaxation of Gland Packings and its Modeling». *JSME International Journal*, Series 3: Vibration, Control Engineering, Engineering for Industry, vol. 33, no 2, p. 219-223.
- Thomson, J. L. 1958. «Packed Glands for High Pressures: Analysis of Fundamentals». *Institution of Mechanical Engineers -- Proceedings*, vol. 172, no 12, p. 471-486.

- Veiga, J., F. Castro, L. Ascenco, C. Girao et C. Cipolatti. 2008. «Valve Packings Seating Stress». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Chicago, Illinois, USA, July 27-31 2008), Paper no PVP2008-61214. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Veiga, J., C. Girao et C. Cipolatti. 2009. «The influence of different braided packing materials and number of rings on stem torque and sealability». In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. (Prague, Czech republic, July 26- 30, 2009), vol. 2, p. 115-123. New York, NY, USA : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication).
- Velan, A. K. 1973. «New Test Work Sheds Light on Criteria for Nuclear Valve-Stem Seals and Packing». *Power*, vol. 117, no 12, p. 54-56.
- Zerres, H., M. Perez, et al. 1998. «Comparison between the analysis of the mechanical behaviour of bolted joints by the Finite Elements method and by the European approach (PR EN 1591) ». In *ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference*. (San Diego, CA, USA, Jul 26-30), vol. 367, p. 69-73. Fairfield, NJ, USA : ASME,.