

Caractérisation mécanique des tresses de valves  
à haute température

par

Xavier LEGAULT

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE  
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 24 JANVIER 2019

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés, Xavier Legault, 2019

©Tous droits réservés

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

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Prof. Hakim Bouzid, directeur de mémoire  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Anh-Dung Ngô, président du jury  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Lucas Abia Hof, membre du jury  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

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

LE 18 JANVIER 2019

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEUR



## REMERCIEMENTS

Tout d'abord, j'aimerais remercier mon directeur de recherche, le professeur Hakim A. Bouzid qui a su décelé le potentiel de recherche dont je dispose suite à mes longues années d'études. Je lui offre mes plus grands remerciements pour avoir cru en moi et de m'avoir permis de travailler à ses côtés. Il m'a donné de grandes responsabilités en me confiant ce projet et cela à cause de sa grande confiance en moi. Je suis très reconnaissant pour m'avoir aidé à trouver des bourses de financement et un partenaire industriel pour la réalisation de ce projet. De plus, je lui suis très reconnaissant pour toutes les heures de lecture, de correction et de résolution de problème qu'il a consacré pour la réussite de ce projet. Enfin, j'aimerais ajouter que je suis très fier et honoré d'avoir travaillé en tant que chargé de travaux pratiques et de laboratoire pour les cours de Monsieur Bouzid qui se donne aux niveaux du baccalauréat et de la maîtrise.

Mes sincères remerciements vont aux différents membres du partenaire industriel et de l'organisme Mitacs qui vont se reconnaître sans les nommer. Sans leurs supports financiers ce projet n'aurait pas vu le jour.

J'aimerais remercier également le technicien informatique Michel Drouin pour toutes les heures qu'il a consacrées dans la programmation du banc d'essai. De plus, je remercie sans aucun doute mon bon ami Olivier De La Durantaye pour l'usinage des pièces pour mon projet. Je remercie les membres du jury d'avoir pris le temps d'évaluer mon mémoire et de m'avoir écouté lors de la soutenance.

Enfin, j'aimerais remercier ma conjointe, mes nombreux amis ainsi que ma famille de m'avoir supporté et encouragé tout au long de mes études sans oublier mon défunt ami Dillon Charles Ojo qui m'a donné la force de continuer sans abandonner.



## **Caractérisation mécanique des tresses de valves à haute température**

Xavier LEGAULT

### **RÉSUMÉ**

Les presse-étoupes sont des dispositifs d'étanchéité utilisés dans les valves, les compresseurs et les pompes. La garniture est l'élément le plus critique de cet assemblage. Les garnitures sont comprimées axialement pour produire une pression de contact latérale suffisamment importante pour confiner le fluide dans les cuves et les segments de conduite. Les presse-étoupes logent des garnitures de compression sous le poussoir pour éviter les fuites de fluide entre les pièces coulissantes et/ou rotatives. Bien que populaire, cette ancienne méthode d'étanchéité a connu un développement analytique très limité. Il n'existe aucune procédure de conception standard à suivre par les ingénieurs et les tests de qualification standard sont limités aux normes API622 et 624 et ISO-15848 1 et 2, qui sont des normes de contrôle de qualité. En raison de cette absence de procédure de conception, l'intégrité de la structure et l'étanchéité sont rarement vérifiées, et 60% des émissions fugitives des équipements sous pression sont dues à ce type de dispositif d'étanchéité. Les propriétés mécaniques du matériau de la tresse de compression sont les principaux facteurs influant l'étanchéité des fluides à température ambiante et à haute température. Cependant, peu ou pas de données sont disponibles dans les catalogues des fabricants ou dans la littérature. Les recherches sur les tresses de valves sont rares et portent principalement sur la répartition de la pression de contact entre la tige et la garniture de tresse à température ambiante sans tenir compte des propriétés mécaniques de la tresse telles que la rigidité, la dilatation thermique et le fluage. Dans le cadre de ce projet, il est proposé de mesurer les propriétés mécaniques telles que le rapport de transmission de la pression, la déformation par fluage à court terme et le coefficient de dilatation thermique de deux matériaux de tresse de valves à haute température. Ce projet servira de base au lancement d'un programme d'essais en Amérique du Nord visant à élaborer des procédures d'essai de type ASTM pour les tresses de compression.

## VIII

Les objectifs généraux pour réaliser ce projet de recherche sur la caractérisation des propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température sont :

- Apportez des modifications mineures au banc d'essai existant et effectuez les calibrations et les compensations thermiques nécessaires pour affiner l'enregistrement des mesures.
- Développer une méthodologie et définir des procédures de test pour obtenir les propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température (coefficient de pression latérale, coefficient de dilatation thermique et déformations de fluage).
- Tester deux matériaux de tresses de valves utilisés dans des applications à haute température et mesurer les propriétés mentionnées ci-dessus.

**Mots-clés :** tresse de valve, haute température, caractérisation mécanique.



## **Mechanical Characterization of Packing Valves at High Temperature**

Xavier LEGAULT

### **ABSTRACT**

Packed stuffing boxes are sealing devices used in valves, compressors and pumps. The packing ring is the most critical element of this assembly. The packing rings are compressed axially to produce lateral contact pressures large enough to confine the processed fluid within the pressure vessels and piping segments. Packed stuffing boxes house a gland seal to prevent leakage of fluid between sliding and/or rotating parts. Although popular, this old method of sealing has seen very limited analytical development. There is no standard design procedure for engineers to follow, and the standard qualification tests are limited to API622, 624, ISO-15848 1 and 2, which are quality control standards. Due to this lack of design procedure, structural integrity and leak tightness are rarely verified, and as a result 60 % of fugitive emissions from pressurized equipment are due to this type of sealing device. The mechanical properties of the compression packing material are the main factors affecting fluid-tightness at room and high temperature and yet there is little or no data available either in manufacturer's catalogues or in the literature. Packed stuffing box research is scant and focuses mostly on the distribution of the contact pressure between the stem and packing at room temperature without considering the mechanical properties such as rigidity, thermal expansion and creep. It is proposed, in this project, to measure the mechanical properties such as pressure transmission ratio, short-term creep deformation and thermal expansion coefficient of two packing materials at high temperature. This project initiative will serve as a basis to launch a North American testing program to develop ASTM-like testing procedures for compression packing.

The general objectives to achieve this research project about characterizing the mechanical properties of compression packing at high temperature are:

- Make minor modification to the existing test rig and make necessary calibrations and thermal compensations to fine tune the measurement.

- Develop a methodology and define test procedures to obtain the mechanical properties (lateral pressure coefficient, thermal expansion coefficient and creep strains).
- Test two packing materials use in high temperature application and produce the above mentioned cited properties.

**Keywords:** packing valve, high temperature, mechanical characterization.

## TABLEAU DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE .....	7
1.1 Introduction.....	7
1.2 Les valves.....	7
1.2.1 Fonctionnement d'un presse-étoupe .....	9
1.3 Revue de la littérature .....	11
1.3.1 Introduction.....	11
1.3.2 Études du module de compressibilité et du coefficient de Poisson .....	12
1.3.3 Études du coefficient de pression latérale.....	14
1.3.4 Études du coefficient de dilatation thermique .....	19
1.3.5 Études du fluage-relaxation .....	21
1.3.6 Conclusion .....	27
1.3.7 Objectifs du projet.....	28
CHAPITRE 2 BANC D'ESSAI EXPÉRIMENTAL ET PROCÉDURES D'ESSAIS .....	29
2.1 Présentation du banc d'essai .....	29
2.2 Modification du banc d'essai .....	31
2.3 Description du banc d'essai .....	31
2.3.1 Système d'application de la charge.....	35
2.3.2 Système de chauffage .....	36
2.3.3 Chaîne de mesure et d'acquisition de données .....	37
2.3.4 Caractéristiques techniques du montage.....	39
2.4 Les différentes garnitures testées .....	40
2.5 Procédures d'essais .....	41
2.5.1 Coefficient de pression latérale et courbes de contrainte-déplacement ....	41
2.5.1.1 Introduction.....	41
2.5.1.2 Propriétés techniques du test.....	42
2.5.1.3 Procédure expérimentale.....	42
2.5.2 Coefficient de dilatation thermique .....	44
2.5.2.1 Introduction.....	44
2.5.2.2 Propriétés techniques du test.....	45
2.5.2.3 Procédure expérimentale.....	45
2.5.3 Fluage.....	47
2.5.3.1 Introduction.....	47
2.5.3.2 Propriétés techniques du test.....	47
2.5.3.3 Procédure expérimentale.....	48
2.5.4 Essais de compensation thermique et calibration des instruments de mesure .....	49
2.5.4.1 Test de compensation thermique des extensomètres .....	49
2.5.4.2 Test de calibration des extensomètres.....	50

2.5.4.3	Test de compensation de l'anneau métallique et de la tige.....	52
2.5.4.4	Test de calibration de l'anneau métallique .....	53
2.6	Conclusion .....	56
CHAPITRE 3	RÉSULTATS ET ANALYSE .....	57
3.1	Introduction.....	57
3.2	Coefficient de transmission de la pression latérale.....	57
3.2.1	Effets de la contrainte et de la température.....	58
3.3	Résultats des courbes contrainte-déplacement.....	60
3.3.1	Effet de la température.....	61
3.4	Coefficient de dilatation thermique .....	63
3.4.1	Effet de la contrainte.....	64
3.5	Essais de fluage.....	66
CONCLUSION	.....	75
RECOMMANDATIONS	.....	79
BIBLIOGRAPHIE	.....	81

## LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 2.1	Titre des composants du banc d'essai.....	33
Tableau 2.2	Caractéristiques et capacités du banc d'essai.....	40
Tableau 2.3	Conditions des essais de coefficient de transmission .....	42
Tableau 2.4	Conditions des essais de coefficient de dilatation thermique .....	45
Tableau 2.5	Condition des essais de fluage .....	48



## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 0.1	Vue interne d'une valve .....	2
Figure 0.2	Composants d'un presse-étoupe .....	4
Figure 1.1	Valve papillon.....	8
Figure 1.2	Valve à guillotine.....	8
Figure 1.3	Valve à globe .....	9
Figure 1.4	Valve avec presse-étoupe.....	10
Figure 1.5	Composants d'un presse-étoupe .....	11
Figure 1.6	Modèle numérique d'un presse-étoupe.....	13
Figure 1.7	Résultat des essais de compression.....	14
Figure 1.8	Schéma de presse-étoupe et modèle analytique.....	15
Figure 1.9	Coefficient de pression de contact latérale .....	16
Figure 1.10	Coefficient de pression latéral .....	17
Figure 1.11	Diagramme des corps libres.....	18
Figure 1.12	Contrainte équivalente en fonction de la position axiale .....	19
Figure 1.13	Équation de la relaxation du module d'élasticité de la tresse .....	22
Figure 1.14	Effet du temps sur les tresses .....	23
Figure 1.15	Banc d'essai pour test de relaxation.....	24
Figure 1.16	Schéma du banc d'essai de fluage .....	25
Figure 1.17	Banc d'essai pour haute température .....	26
Figure 1.18	Résultat des essais de relaxation.....	27
Figure 2.1	Banc d'essai à haute température.....	30

Figure 2.2	Modification du banc d'essai .....	31
Figure 2.3	Composant du banc d'essai à haute température .....	32
Figure 2.4	Énumération des composants du presse-étoupe.....	34
Figure 2.5	Système d'application de charge .....	36
Figure 2.6	Système de chauffage .....	37
Figure 2.7	Système d'acquisition de données .....	38
Figure 2.8	Interface LabView .....	38
Figure 2.9	Schéma du programme détaillé.....	39
Figure 2.10	Types de tresses testés .....	41
Figure 2.11	Dérive thermique des extensomètres .....	50
Figure 2.12	Micromètre pour la calibration des extensomètres .....	51
Figure 2.13	Calibration des extensomètres .....	52
Figure 2.14	Compensation de l'anneau métallique et de la tige.....	53
Figure 2.15	Montage pour test de calibration de l'anneau.....	54
Figure 2.16	Calibration de l'anneau métallique.....	55
Figure 3.1	Coefficient de pression latérale de la tresse (A) .....	59
Figure 3.2	Coefficient de pression latérale de la tresse (B).....	60
Figure 3.3	Courbes contrainte-déplacement de la tresse (A) .....	62
Figure 3.4	Courbes contrainte-déplacement de la tresse (B).....	63
Figure 3.5	Coefficient de dilatation thermique de la tresse (A).....	65
Figure 3.6	Coefficient de dilatation thermique de la tresse (B) .....	66
Figure 3.7	Courbes de fluage à 350°F (176°C) de la tresse (A).....	68
Figure 3.8	Courbes de fluage à 500°F (260°C) de la tresse (A).....	69
Figure 3.9	Courbes de fluage à 800°F (426°C) de la tresse (A).....	70



Figure 3.10	Courbes de fluage à 350°F (176°C) de la tresse (B).....	71
Figure 3.11	Courbes de fluage à 500°F (260°C) de la tresse (B).....	72
Figure 3.12	Courbes de fluage à 800°F (426°C) de la tresse (B).....	73



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

API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society of Testing and Materials
ISO	International Organization for Standardization
LVDT	Linear Voltage Differential Transformer
PID	Proportional Integral Derivative
PTFE	Polytetrafluoroethylene



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$D_{T_i}$	Déplacement à température initial (°C)
$E_f$	Épaisseur de la tresse à la fin du refroidissement (mm)
$E_i$	Épaisseur de la tresse au début du refroidissement (mm)
$E_{\text{précharge}}$	Épaisseur de la tresse après l'application de la pré-charge (mm)
$T_f$	Température à fin du refroidissement (°C)
$T_i$	Température au début du refroidissement (°C)
$l$	Épaisseur initial de la tresse avant le test (mm)
$\Delta l$	Écrasement de la tresse par rapport à l'écrasement initial (mm)
$\varepsilon_{\text{fluage}}$	Déformation axiale de la tresse dut au fluage (mm/mm)



## INTRODUCTION

En retournant au but premier d'un joint d'étanchéité, il est possible de comprendre la raison principale de son existence et le rôle qu'il occupe dans un système pressurisé tel qu'une valve, un compresseur ou une pompe. Les différents types de joints d'étanchéité ont pour but d'empêcher et de réduire les fuites afin de protéger le public ainsi que l'environnement contre les produits circulant dans ces systèmes pressurisés. C'est la raison pour laquelle des compagnies produisent des produits permettant l'étanchéité des systèmes utilisés dans l'industrie autant alimentaire, chimique que nucléaire. Ils se doivent de vendre un produit respectant les normes établies telles que celles sur les émissions fugitives afin de protéger l'environnement et la santé des humains. Différents organismes gouvernementaux et mondiaux ont pour but de contrôler les produits et de fixer des normes afin de réduire les fuites dans les systèmes possédant des joints d'étanchéité. Après plusieurs lectures, les fuites sont catégorisées sous deux types. Le premier type de fuite est relatif aux émissions fugitives contrôlées qui sont dues aux fonctionnements de l'usine. Le deuxième type de fuite est relatif aux fuites non contrôlées provenant des systèmes pressurisés tels que les pompes, les valves ou tout autre type d'équipement ou machine. Il faut comprendre qu'un système contenant un fluide sous pression est susceptible à une fuite. Dans tous les cas, ces fuites sont possibles à réduire en maîtrisant et en contrôlant différents paramètres. Les fuites sont localisées dans les assemblages à brides boulonnées, de valve ou les presse-étoupes. Ces assemblages représentent le maillon le plus faible des systèmes pressurisés.

Dans le cas de cette étude, la partie pouvant causer des fuites est le presse-étoupe. Celui-ci est la partie de l'assemblage d'une valve contenant des garnitures de tresses servant à empêcher le fluide maintenu dans le système de sortir et ainsi causer des fuites. Par contre, autant dans la littérature que chez les fabricants ou les utilisateurs, aucune étude, aucune procédure ou même encore aucun papier ne présente une méthode rigoureuse qui détermine le type de matériau, le dimensionnement ou le nombre de tresses à utiliser et le serrage à appliquer en fonction des conditions d'opération et le type d'application. Il existe encore moins une procédure permettant de faire la conception d'un assemblage de type presse-

étoupe laquelle assure une étanchéité respectant les normes émises par les organismes protégeant l'environnement et la santé des humains tel que mentionné précédemment. Par contre, depuis quelques années, des études analytiques, numériques et expérimental ont été conduites afin d'évaluer les différentes propriétés mécaniques des garnitures de tresses à température ambiante incluant la prédiction de fuite liquides et gazeuses. Ces travaux ont servi à comprendre davantage le comportement des tresses et de caractériser certaines propriétés mécaniques à température ambiante. Malheureusement celles-ci ne sont suffisantes pour assurer un bon fonctionnement des tresses de valves des systèmes sous pression à haute pression et à haute température.

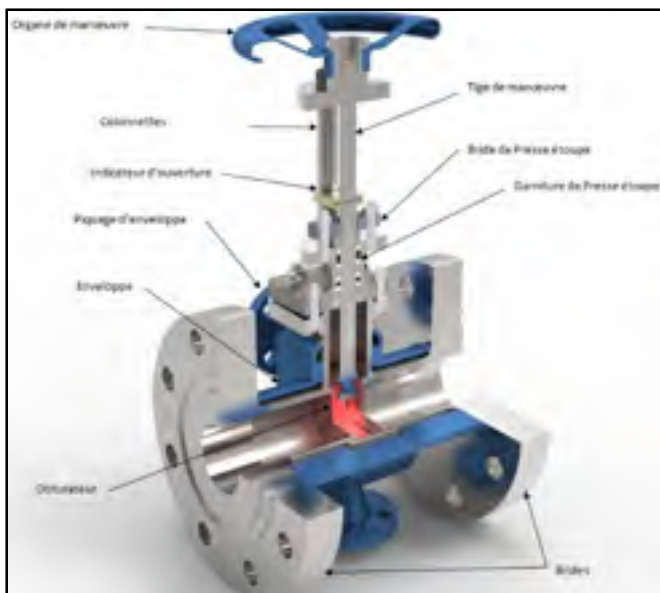


Figure 0.1 Vue interne d'une valve

L'étude des propriétés mécaniques des garnitures de tresses à haute température est le but principal de ce travail de recherche. Très peu d'études à température élevée de l'ordre de 800°F ont porté sur les garnitures de tresses de presse-étoupes. Pour bien comprendre l'effet de chaque paramètre de la garniture sur le comportement de l'assemblage presse-étoupe, il faut entamer des études précises et séparés sur chacune des propriétés mécaniques de la garniture en fonction de la compression volumétrique et de la température d'essai. Ce travail de caractérisation est d'autant plus nécessaire depuis l'interdiction d'utilisation de l'amiante



et l'introduction de nouveaux matériaux tel que le polytétrafluoroéthylène et le graphite. Afin de justifier l'utilisation des nouveaux matériaux et mettre sur papier les lectures observées, l'amiante était un matériau très exploité par les fabricants de joints d'étanchéité surtout les garnitures de tresses, car ce matériau possède de bonnes propriétés permettant l'étanchéité en plus de bien maintenir ces propriétés à haute température puisqu'il résiste aux températures élevées. Cependant, depuis quelques années, des recherches ont prouvées que l'amiante est cancérogène, et par conséquent les fabricants de joints d'étanchéité ont proposé d'autres matériaux qui peuvent assurer une bonne étanchéité telle que le graphite ou le polytétrafluoroéthylène connu sous l'acronyme PTFE ou sous la marque commerciale Teflon. Ces deux matériaux ont leurs avantages et leurs inconvénients par rapport à l'amiante. Une description plus détaillée des compositions de matériaux des tresses qui seront étudiées dans ce projet sera présentée dans le prochain chapitre. L'étude de ces deux matériaux fait partie de l'objet de cette recherche laquelle est la caractérisation des propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température.

### **Problématique**

Afin de permettre une étanchéité dans les systèmes pressurisés ayant des composantes mécaniques en rotation, il existe des assemblages qui utilisent des garnitures de compression pour empêcher les fuites vers l'extérieur. Ce système d'assemblage connu sous le nom de presse-étoupe se retrouve dans plusieurs types de machines et permet une bonne étanchéité tout en assurant le mouvement relatif requis. Il est composé de quatre parties importantes soit le boîtier, la tige, le poussoir ainsi que les tresses. Les garnitures de tresses sont les composantes les plus critiques de l'assemblage du système puisqu'elle assure l'étanchéité du fluide en circulation. Afin de mieux comprendre le fonctionnement et de mieux visualiser les différentes fuites dans un système presse-étoupe, la figure 0.2 montre le chemin de fuites à travers le fouloir.

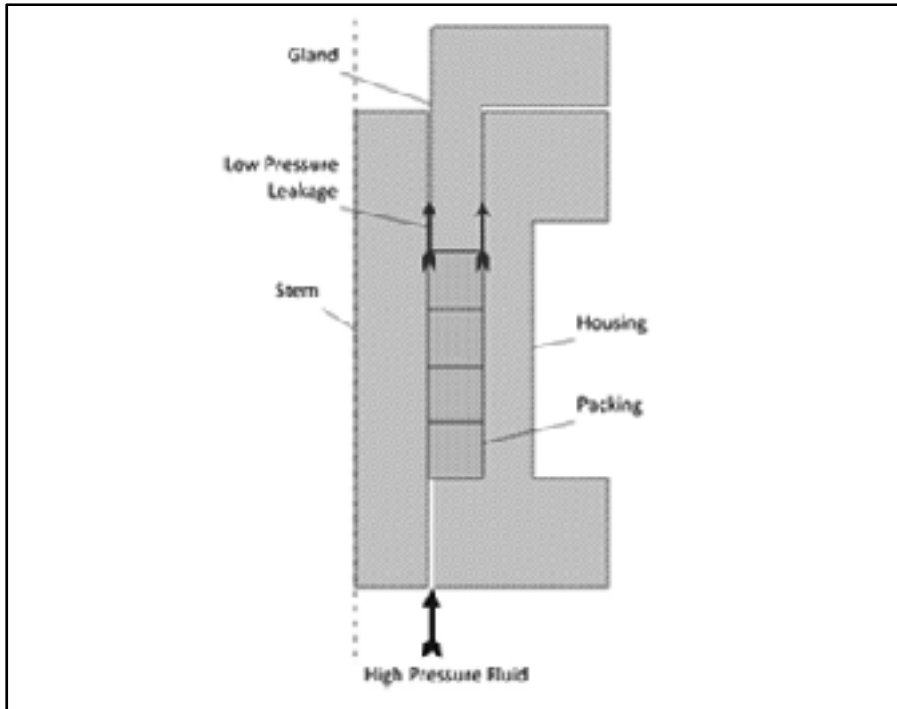


Figure 0.2 Composants d'un presse-étoupe  
Tirée de (Kazeminia et Bouzid, 2015)

Les garnitures de tresse subissent une compression volumique lorsque la charge est appliquée suivant l'axe du poussoir. En effet, l'effet de Poisson génère des contraintes circonférentielles et radiales sur la tresses. Des pressions de contact latéral sur le boîtier et la tige permettent d'assurer une étanchéité du fluide confiné à l'intérieur de la valve. Il faut noter qu'une étanchéité parfaite n'existe pas et qu'il y a toujours des petites fuites dont le niveau est contrôlé par le serrage initial. Cependant, afin d'assurer un certain niveau d'étanchéité à long terme, les propriétés mécaniques de la garniture de tresse et leur variations avec les conditions d'opération doivent être connues. Certaines propriétés mécaniques ont fait l'objet de quelques études à température ambiante. Cependant pour la majorité des produits de garniture en vente, les fabricants n'ont pratiquement pas de données à fournir à leurs clients puisque les essais de caractérisation ne sont pas disponibles et encore moins à haute température.

Ce travail de recherche consiste à déterminer les propriétés mécaniques les plus importantes de deux garnitures telles que le coefficient de pression latérale, le module de compressibilité, le coefficient de Poisson, le coefficient de dilation thermique et les déformations dues au fluage à court terme. Ces propriétés mécaniques seront étudiées pour deux types de matériaux à base de graphite et de téflon et seront présentés ultérieurement. Pour ce faire les procédures d'essai existantes sur les joints plats seront un atout pour le développement des procédures d'essai des garnitures de tresses. Ce travail est d'intérêt majeur pour le comité des joints d'étanchéité de l'ASTM puisque les résultats de ces travaux visent la création de normes d'essai des garnitures de tresses.

### **Contenu du mémoire**

Ce rapport de mémoire est constitué de plusieurs chapitres :

On commence par une introduction des garnitures de tresses de valves avec une description de la problématique.

Le deuxième chapitre présente la revue de littérature des assemblages de type presse-étoupe ainsi que les travaux antérieurs exercés sur les garnitures de tresses à température ambiante. Les essais expérimentaux ainsi que les méthodes numériques ou analytiques utilisées pour déterminer les propriétés mécaniques des garnitures de tresse à température ambiante seront présentés dans ce chapitre. La revue de littérature est divisée en fonction des différentes propriétés mécaniques afin de bien différencier les essais. De plus, les objectifs du projet sont présentés à la fin de ce chapitre.

Le troisième chapitre présente le banc d'essai utilisé afin de réaliser les différents tests expérimentaux. Les modifications réalisées sur le banc d'essai sont décrites dans un premier lieu suivi de sa description de façon détaillée incluant ces différents systèmes d'opération. Les deux garnitures de tresse testées seront décrites et les procédures d'essai utilisées des différentes propriétés mécaniques étudiées seront détaillées. Les propriétés mécaniques sont

obtenues à haute température. Celles-ci incluent le module de compressibilité, le coefficient de Poisson, le coefficient de pression latérale, le coefficient de dilatation thermique et le fluage à court terme.

Le quatrième chapitre présente les résultats des différentes propriétés mécaniques étudiées sous différentes conditions de chargement à savoir la charge de compression, la température et le temps. Une section est incluse aussi pour présenter les formules analytiques utilisées pour traiter les données expérimentales pour déterminer les propriétés mécaniques étudiées.

# CHAPITRE 1

## REVUE DE LITTÉRATURE

### 1.1 Introduction

Dans ce chapitre, un survole sur les types de valves est présenté pour montrer l'utilité des tresses de valve dans leur fonction d'étanchéité. Par la suite, une revue de bibliographie est présentée afin de montrer les recherches antérieures qui ont été réalisées en lien avec ce projet. Cette section est très importante pour le projet puisqu'elle présente les différentes recherches antérieures qui ont été entreprises au niveau des garnitures de tresses présentes dans un presse-étoupe. Les recherches précédentes ont servi à guider la recherche et ainsi accomplir les objectifs fixés. Plusieurs de ces travaux antérieurs présentent certaines propriétés mécaniques de tresses selon des techniques différentes. Cette revue de littérature est divisée suivant les différentes propriétés mécaniques d'intérêt dans ce projet. Tout d'abord, la première section de la revue littéraire recense les études entreprises sur le module de compressibilité et le coefficient de Poisson des garnitures. Les deuxième et troisième sections présentent les études sur le coefficient de la pression latérale et le coefficient de dilatation thermique respectivement. Les travaux sur le fluage et la relaxation sont présentés dans la quatrième section.

### 1.2 Les valves

Le but premier d'une valve est de contrôler le débit d'un fluide liquide ou gazeux dans un système à basse ou haute pression. Il existe plusieurs méthodes afin de réguler le débit d'écoulement du fluide grâce aux différents types de valves disponibles. Tout d'abord, il existe le robinet à papillon qui consiste à tourner un clapet de 90 degrés qui sert d'ouverture et de fermeture comme la figure 1.1 l'indique. Ce type de valve ne permet pas un bon contrôle et d'ajustement du débit d'écoulement.

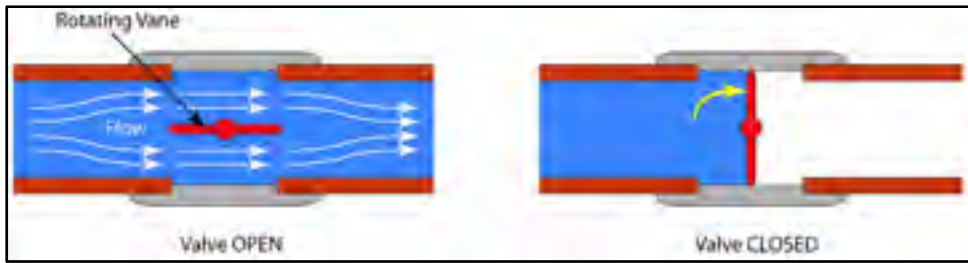


Figure 1.1 Valve papillon

Par la suite, il y a le robinet à tiroir qui possède un clapet lequel monte et descend afin de moduler le débit d'écoulement du fluide. La position du clapet est contrôlée en tournant la tige qui le relie par une manivelle placée au-dessus du boîtier de la valve. Ce type de valve permet une meilleure modulation du débit que la valve papillon.

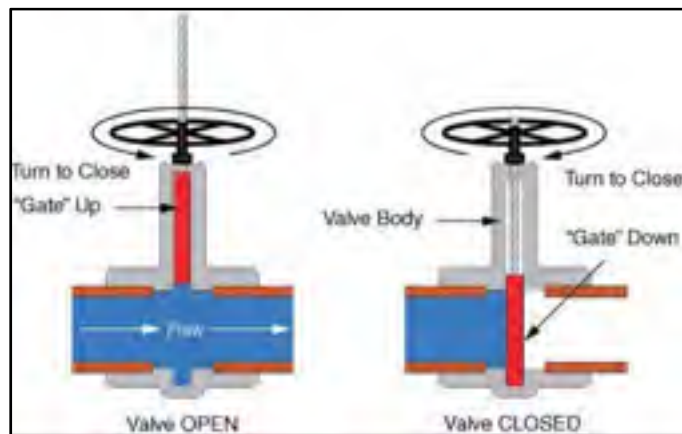


Figure 1.2 Valve à guillotine

Enfin, le robinet à tournant sphérique est aussi un type de valve très utilisée dans l'industrie. Elle ressemble beaucoup à la valve à papillon, puisqu'une simple rotation de 90 degrés ouvre et ferme la valve. Elle est munie d'une sphère percée suivant son diamètre permettant l'écoulement du fluide lorsque ce trou est en ligné avec la tuyauterie. Pour fermer la valve, il suffit de tourner la sphère d'un quart de tour pour que le trou devient perpendiculaire au débit.

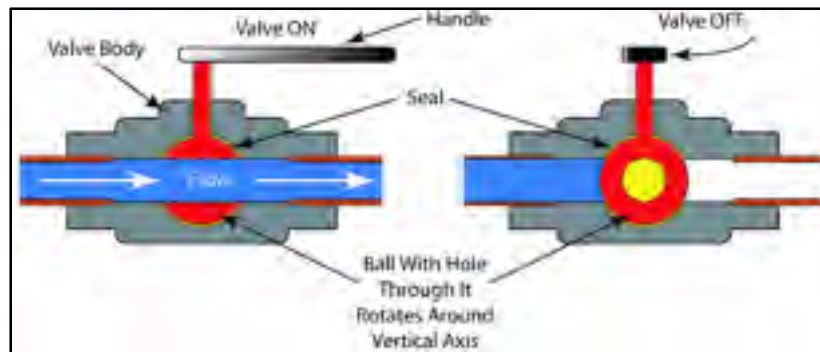


Figure 1.3 Valve à globe

Il existe plusieurs autres types de valves, mais ceux-ci représentent les plus retrouvées dans l'industrie.

En dernier lieu, la valve a pour deuxième but de garantir l'étanchéité et d'empêcher le fluide de s'échapper du système avec ou sans pression. Les valves doivent assurer l'étanchéité contre les fuites internes et externes. Dans le cas de l'étanchéité des fuites internes, la valve doit empêcher le fluide, une fois la valve fermée, de traverser l'obturateur soit le papillon, le clapet ou la sphère. Les fuites internes doivent être bien contrôlées puisqu'elles peuvent poser un problème dans le système. De plus, les valves doivent assurer une étanchéité contre les fuites vers l'extérieur de la valve. Cette recherche est basée sur ce deuxième type d'étanchéité vers l'extérieure. Une des façons les plus répandues pour assurer l'étanchéité des fuites externes d'une valve est l'utilisation du système presse-étoupe.

### 1.2.1 Fonctionnement d'un presse-étoupe

Le presse-étoupe est un dispositif pour assurer ou réduire les fuites vers l'extérieur du système tout en permettant un mouvement rotatif ou en translation entre ces différents composants. Il est composé du boîtier de la valve qui est le plus grand composant de cet assemblage. Il possède une tige permettant le mouvement nécessaire pour l'ouverture et fermeture de la valve ou simplement le mouvement rotatif permanent dans une pompe. Le poussoir est le composant se déplaçant le long de l'axe de la tige et du boîtier lors du serrage

initial. Enfin, la garniture de tresse est le composant permettant l'étanchéité du système. Il est fabriqué à partir d'un matériau mou et déformable tel que le graphite ou le polytétrafluoroéthylène connu sous le nom de PTFE. Elle est confinée entre le boîtier, la tige et comprimée par le poussoir dans la direction axiale. Les interfaces propices aux fuites externes entre le boîtier et la tresse et la tige et la tresse sont sujettes à des pressions de contact élevées pour bloquer les chemins de fuite. À ces fuites surfaciques s'ajoutent les fuites dues à la perméabilité du matériau lesquelles sont de moindre importance.

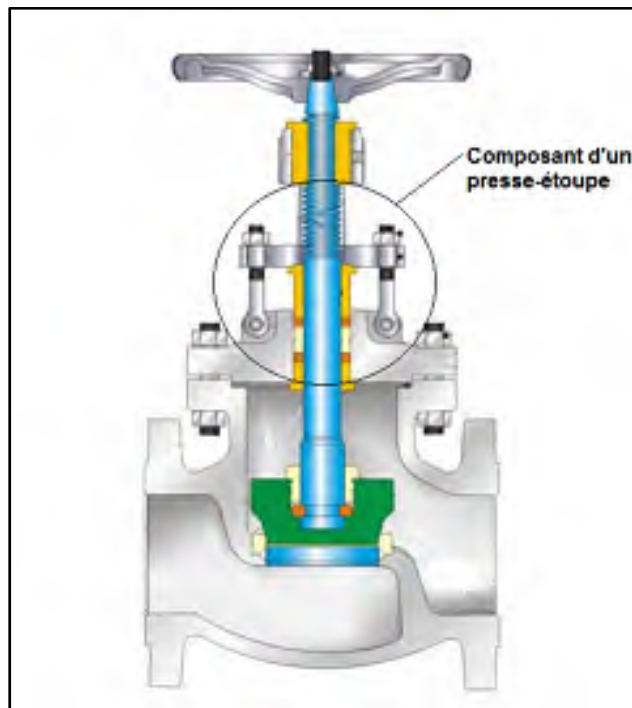


Figure 1.4 Valve avec presse-étoupe



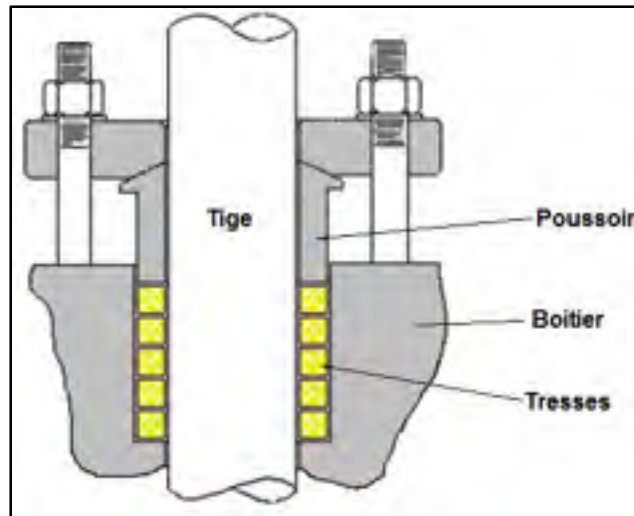


Figure 1.5 Composants d'un presse-étoupe

### 1.3 Revue de la littérature

#### 1.3.1 Introduction

Tout comme mentionné plutôt, les garnitures de tresses sont utilisées dans les valves, les compresseurs et les pompes. Elles ont pour but d'empêcher le fluide circulant dans le système de s'échapper vers l'extérieur. Elles garantissent une certaine étanchéité en réduisant les fuites aux interfaces du boîtier et de la tige. Ces fuites doivent être normalisées afin de prévenir les accidents et incidents qui peuvent survenir dans les installations industrielles. Des essais d'étanchéité standards simples doivent exister afin de vérifier si les fuites d'un système considéré sont conformes aux normes en vigueur. La norme API622, API624 et la norme ISO-15848-1 et 2 sont des normes de qualité vérifiant le taux de fuites, mais ne permettent pas de qualifier les tresses de valve et encore moins de caractériser leurs propriétés mécaniques ou définir les conditions limites de leurs utilisation (API-622, 2011), (API-624, 2011), (ISO-15848-1, 2006) et (ISO-15848-2, 2003). On se rappelle que l'assemblage de presse-étoupe est un maillon faible du système pressurisé. Il est donc nécessaire de maîtriser les différents paramètres et connaître les propriétés de la tresse afin de permettre leurs bons fonctionnements. Les travaux antérieurs se sont beaucoup penchés sur l'analyse de la distribution de la pression de contact latéral agissant sur la tige et le boîtier

suite à l'application de la charge par le biais du poussoir. Ces travaux ont été réalisés à température ambiante et feront la base de l'étude à haute température. Avant de commencer de façon détaillée la revue de la littérature, il est important de mentionner que même les modèles numériques sur les assemblages presse-étoupe sont non seulement très rares, mais nécessitent des données expérimentales pour produire les propriétés mécaniques requises. Sans ces données, la fiabilité des résultats est remise en cause.

### **1.3.2 Études du module de compressibilité et du coefficient de Poisson**

Ces deux propriétés mécaniques sont souvent étudiées ensemble puisqu'elles sont requises dans la loi du comportement des matériaux. (Diany et Bouzid, 2011) ont développé une approche expérimentale numérique afin de déterminer le coefficient de Poisson ainsi que le module de compressibilité à température ambiante. Leurs travaux de recherche sont très intéressants et seront exploités lors de la réalisation de ce projet dont les objectifs sont similaires mais les essais seront réalisés à haute température. Pour une meilleure caractérisation du comportement de la tresse, une seule garniture de tresse est utilisée dans le montage. En prenant les données des essais ainsi que les résultats du modèle numérique, il est maintenant possible d'obtenir une bonne estimation des propriétés mécaniques de la garniture de tresse. La figure 1.6 montre le modèle numérique par élément finis comportant seulement le boîtier du presse-étoupe utilisé lors de cette étude afin de déterminer les propriétés mécaniques de la tresse en utilisant une analogie avec l'expérimentation.

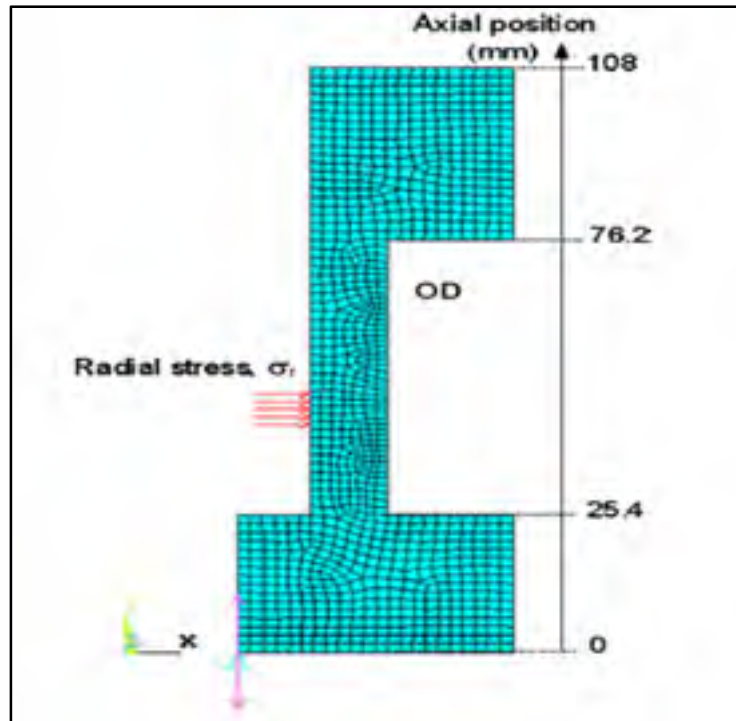


Figure 1.6 Modèle numérique d'un presse-étoupe  
Tirée de (Diany et Bouzid, 2011)

La méthode consiste à calibrer les déformations circonférentielles externes du boîtier de l'approche numérique avec celles obtenues expérimentalement pour évaluer la pression de contact. De cette façon, il sera possible d'obtenir le coefficient de transmission latérale de la tresse. Dans le cas du banc d'essai, la force axiale de compression, le déplacement axial des tresses ainsi que les déformations circonférentielles à l'extérieur du boîtier sont enregistrés. Il faut comprendre qu'il s'agit d'un test de compression triaxial, puisque la tresse est confinée dans le boîtier, la tige et le poussoir. Ce test permettra d'obtenir les déformations externes du boîtier, d'en déduire les déformations internes pour ensuite obtenir le coefficient de pression de contact latérale. La figure 1.7 montre les résultats des essais de compression pour deux types de tresses de matériaux différents, soit ceux du graphite flexible et ceux du PTFE.

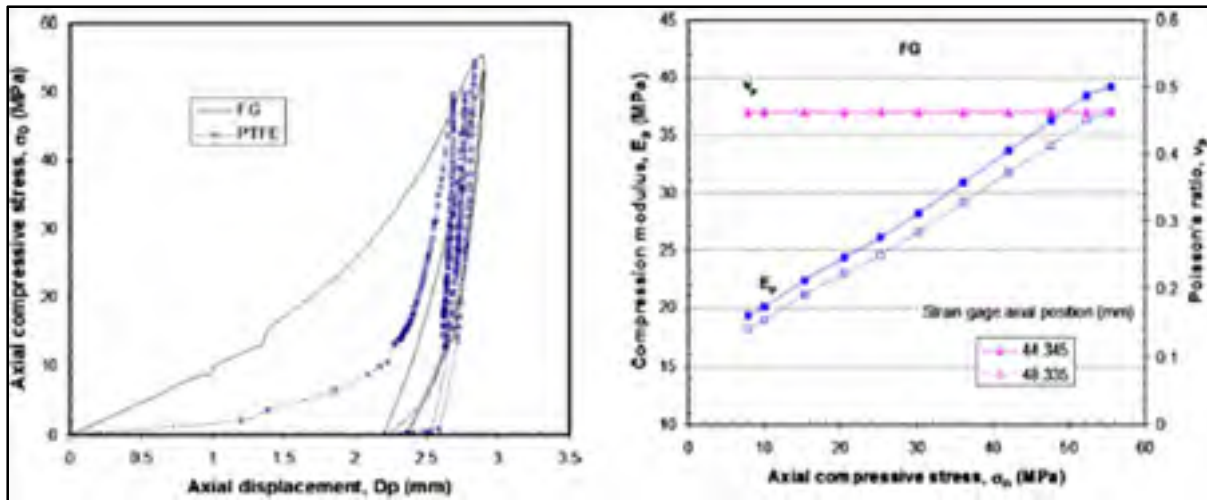


Figure 1.7 Résultat des essais de compression  
Tirée de (Diany, 2011)

Il est possible de voir que le graphite flexible possède un module de compressibilité évoluant de façon linéaire en fonction de la contrainte de compression axiale appliquée. De plus, il est possible de voir que le coefficient de Poisson reste stable, peu importe la contrainte sur la tresse. Il est aussi possible d'apercevoir que le graphite se comprime de façon quasi linéaire contrairement au PTFE qui se comprime plus de façon exponentielle. Pour finir, cette étude a permis de déterminer les propriétés mécaniques de deux types de tresses grâce à une approche expérimentale numérique à température ambiante. Une approche similaire risque d'être envisagée lors de l'étude de ce projet à haute température.

### 1.3.3 Études du coefficient de pression latérale

De nombreuses études portent sur le coefficient de pression latérale des garnitures de tresses, puisque c'est cette propriété mécanique qui assure l'étanchéité du système. Plus la tresse possède un faible coefficient de pression latérale, plus la pression transmise sur la paroi du boîtier sera faible. Un rappel concernant le coefficient de pression de contact peut être utile. Il s'agit du rapport entre la contrainte radiale et la contrainte axiale. Ainsi, il est important d'avoir un matériau composant la tresse pouvant avoir un coefficient supérieur à 0,5. Une étude sur la prédiction de la pression de contact basée sur la flexibilité a été faite par (Diany

et Bouzid, 2009a). Cette recherche montre une approche analytique simplifiée utilisant la théorie des cylindres à paroi épaisse afin de déterminer les contraintes ainsi que les déplacements radiaux et axiaux des composantes dans l'assemblage presse-étoupe. De plus, la pression de contact latérale est étudiée en prenant en compte la flexibilité de la tresse ainsi que les autres composants se retrouvant dans l'assemblage presse-étoupe. Le modèle analytique suppose que les tresses ainsi que le boîtier se comportent comme un cylindre à paroi épaisse. De plus, la tige est traitée comme un cylindre plein soumis à une compression radiale. Ces hypothèses peuvent être transmises sous forme de schéma ainsi que de diagramme des corps libres, comme le montre la figure 1.8.

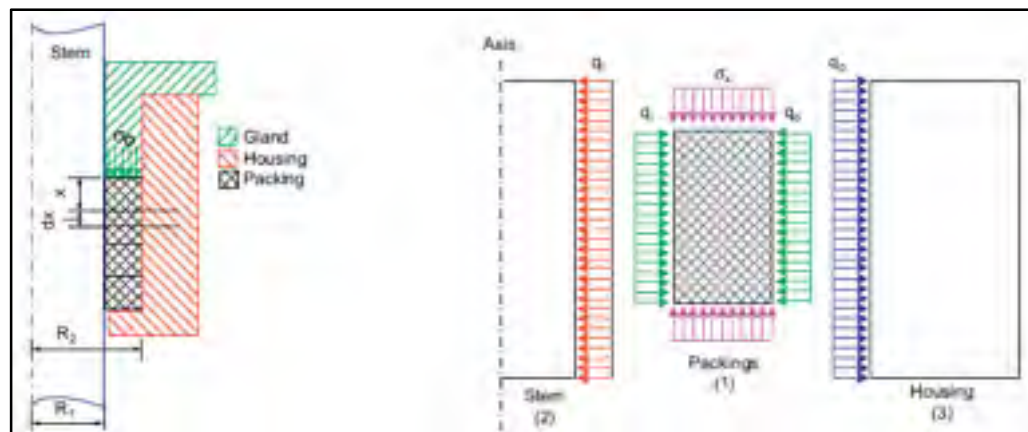


Figure 1.8 Schéma de presse-étoupe et modèle analytique  
Tirée de (Diany et Bouzid, 2009)

Afin de pouvoir résoudre le modèle analytique, un coefficient de Poisson de la tresse de graphite a été obtenu suite à des tests expérimentaux de compressibilité. De cette façon, lors de la comparaison des résultats avec le modèle numérique, il sera possible de comparer les coefficients de pression latérale. L'article présente les équations analytiques des contraintes, des déplacements et des pressions de contact latéral exercées par la tresse sur le boîtier et la tige. Finalement, grâce aux formules présentées, il est possible d'obtenir le coefficient de pression de contact latérale sous cette forme.

$$\frac{K_i}{K_o} = \frac{q_i}{q_o} = \frac{a_{22} - 2Y_1^2}{2 - a_{11}}$$

Figure 1.9 Coefficient de pression de contact latérale  
Tirée de (Diany et Bouzid, 2009)

Ce coefficient peut donc être comparé à celui obtenu par une analyse numérique par élément fini. Cette dernière analyse a été réalisée à l'aide du logiciel Ansys. L'étude s'est penchée sur la distribution axiale de la pression de contact latérale sur le boîtier et la tige ainsi que sur l'influence du coefficient de friction entre ces composantes. Ces valeurs ont été analysées pour plusieurs contraintes axiales de compression ainsi que plusieurs coefficients de friction différents. De plus, l'influence du nombre de tresses sur la pression de contact et sur les déplacements a aussi été étudiée pour 2 à 8 tresses. La figure 1.9 montre quelques résultats en fonction des paramètres étudiés. Les valeurs de  $K_i$  et de  $K_o$  représentent le coefficient de pression de contact latérale interne et externe. En d'autres mots, c'est le ratio entre la pression latérale exercée sur la tige ou le boîtier par rapport à la charge axiale appliquée.

Il est possible de voir que le coefficient de pression de contact latérale augmente lorsque la contrainte appliquée augmente et que le coefficient de friction diminue. Les résultats analytiques concordent bien avec ceux du modèle numérique. De plus, ce modèle peut servir à optimiser le nombre de tresses en fonction des conditions d'utilisation du système presse-étoupe.

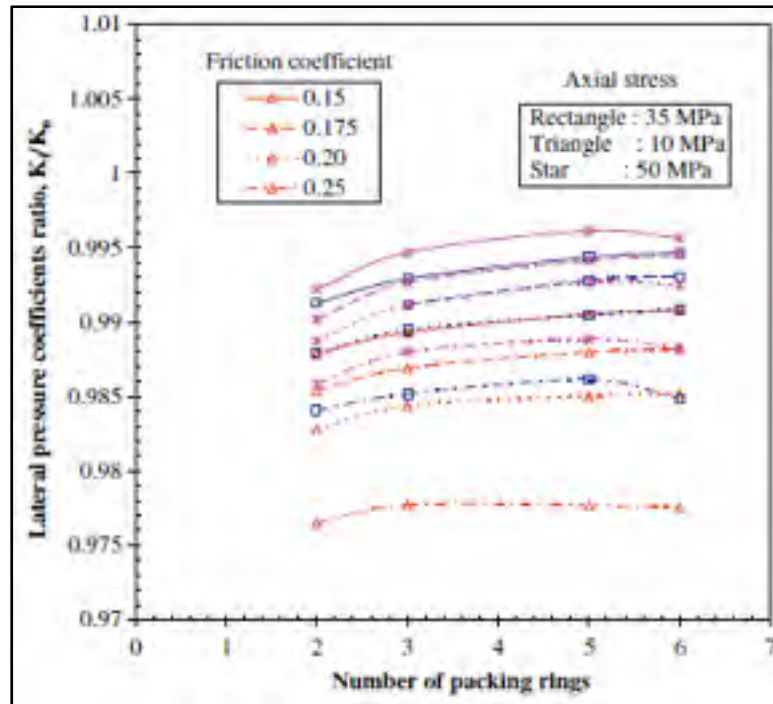


Figure 1.10 Coefficient de pression latéral  
Tirée de (Diany et Bouzid, 2009)

D'autres travaux ont aussi été faits sur la pression de contact, mais cette fois-ci en utilisant des théories plus sophistiquées. Les auteurs Kazemina et Bouzid ont fait l'analyse des contraintes, des déplacements et de la pression de contact latérale, mais cette fois-ci en utilisant non seulement la théorie de cylindre à paroi épaisse, mais aussi la théorie des poutres sur fondations élastiques (Kazemina et Bouzid, 2015). La raison pour laquelle les études antérieures ont porté sur la pression de contact latérale est que celle-ci contrôle les fuites. Si la pression de contact est insuffisante entre la tresse et le boîtier-tige, des fuites apparaissent alors. Dans le passé, le chercheur Ochoński a élaboré un modèle permettant de prédire la pression de contact (Ochoński, 1988). Ce modèle suivait une distribution axiale exponentielle dont la première tresse en contact avec le poussoir est la plus sollicitée. Par la suite, d'autres modèles ont été développés comme celui des auteurs Diany et Bouzid (Diany et Bouzid, 2009a), lequel prend en compte l'équilibre du moment. Cependant, ces modèles ne prennent pas en compte les interactions élastiques des composants du presse-étoupe. L'article de Kazemina et Bouzid (Kazemina et Bouzid, 2015) traite de l'analyse des

contraintes et des déplacements dans le boîtier en se basant sur l'effet des discontinuités géométriques dans l'assemblage. Afin de mieux visualiser cette méthode, la figure 1.11 présente le diagramme de corps libre qui a été développé et qui est basé sur la théorie des poutres sur fondations élastiques ainsi que les cylindres à paroi mince.

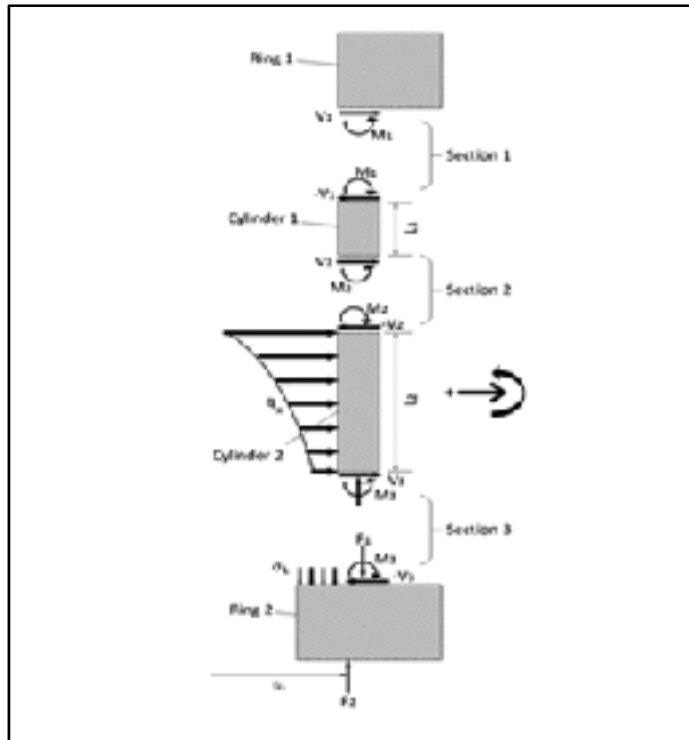


Figure 1.11 Diagramme des corps libres  
Tirée de (Kazeminia, 2015)

Chaque partie du diagramme des corps libres a été analysée grâce aux équations présentées dans l'article et basées sur les théories mentionnées précédemment. Maintenant, au niveau de l'analyse numérique par éléments finis, un modèle a été développé afin de comparer les résultats analytiques et numériques. Il est bien important de mentionner que, dans cet article, la tresse a été modélisée avec un comportement élastique isotropique afin de simplifier le modèle, tout en sachant que la tresse a un comportement anisotropique. Par la suite, une étude expérimentale a aussi été réalisée pour valider les modèles développés. Les données sortant de ces tests expérimentaux ont été comparées à celles des théories précédentes. La



figure 1.12 montre la distribution de la contrainte équivalente en fonction de la position axiale sur le boîtier.

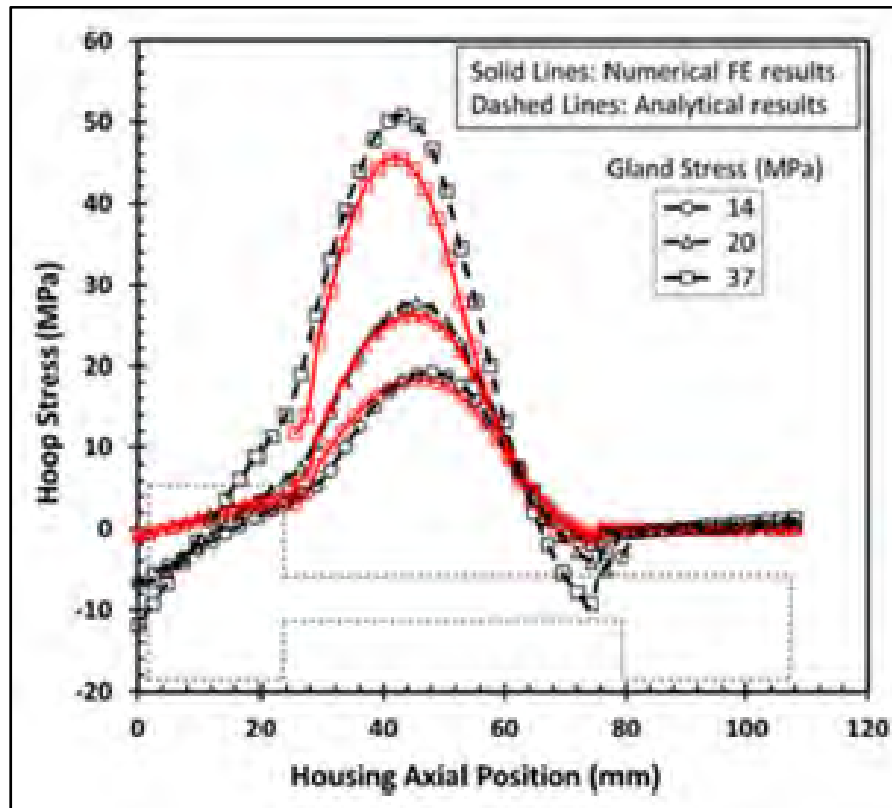


Figure 1.12 Contrainte équivalente en fonction de la position axiale  
Tirée de (Kazeminia et Bouzid, 2015)

Il est intéressant de voir que la distribution est effectivement exponentielle. Ainsi, cet article confirme la distribution exponentielle de la contrainte axiale de la tresse. C'est la raison pour laquelle il faut maîtriser ces concepts et informations afin d'appliquer les bons paramètres pour assurer un système étanche. Maintenant, ce modèle se rapproche de la réalité, puisqu'il utilise des théories plus élaborées ainsi que moins d'hypothèses et de simplification.

#### 1.3.4 Études du coefficient de dilatation thermique

En ce qui concerne le coefficient de dilatation thermique des tresses de valves, il n'existe actuellement pas beaucoup de résultats concernant cette propriété mécanique. Pourtant, il est

nécessaire pour une tresse allant dans des systèmes à haute température d'avoir un coefficient de dilatation thermique élevé afin de couvrir tout l'espace et assurer une pression de contact efficace. De plus, un coefficient de conductivité thermique faible est recommandé pour ne pas transmettre la chaleur sur les composantes voisines de la valve. Des études ont été faites par Veiga (Veiga et al., 2014) afin de développer un équipement ayant pour fonction d'effectuer de la recherche sur les tresses de valves. Dans cette étude, Veiga et son équipe ont étudié le coefficient de dilatation thermique pour différentes configurations de tresses. Les détails et les méthodes sur la prise de mesure ne sont pas expliqués dans l'étude, ce qui peut remettre en question la fiabilité des résultats. Tout d'abord, les tests sont faits sur cinq tresses à la fois, puisque, la plupart du temps, les valves possèdent entre quatre à huit tresses. Une prise de mesure est faite pour avoir la hauteur initiale des garnitures de tresse. Par la suite, une charge de 50 MPa (7252 psi) est appliquée sur les tresses et maintenue. Une fois la charge appliquée et stabilisée, une température de 100 °C (212 °F) est appliquée au montage de presse-étoupe. Enfin, le montage retourne à température ambiante en maintenant la charge et d'autres mesures, notamment le déplacement des garnitures de tresses, sont enregistrées à ce moment afin de déduire le coefficient de dilatation thermique du lot de tresse.

Cette étude sur le coefficient de dilatation thermique des tresses de valves est incomplète. En effet, dans un premier lieu, l'effet de la charge n'est pas pris en compte lors des tests, puisque seule une contrainte a été étudiée. Il est important de savoir que pour les matériaux poreux le coefficient de dilatation thermique est influencé par la charge appliquée. En deuxième lieu, le coefficient de dilatation obtenu est seulement applicable pour le même nombre de tresses. Il serait intéressant d'étudier l'évolution du coefficient en fonction du nombre de tresses. En troisième lieu, l'effet de température n'est pas pris en compte. Les tests ont été réalisés à une seule température sachant que le coefficient de dilatation thermique varie avec la température. Il serait important d'étudier ce paramètre en le soumettant à différentes températures afin de couvrir la plage d'utilisation des tresses de valves. Enfin, l'étude ne traite aucunement d'un dispositif assurant l'homogénéité de la température à travers le lot de tresse, ce qui remet en question la fiabilité des résultats.

Cependant, il existe d'autres types de joints d'étanchéité comme les joints plats dont la caractérisation à haute température a fait l'objet de plusieurs études approfondies. Cependant ce qui différencie les joints plats des tresses de valves est la façon dont ils sont comprimés. Les tresses de valves sont comprimées de façon volumique tandis que les joints plats sont comprimés axialement. Cette différence permet au joint plat de se déplacer radialement. Ces joints plats se retrouvent dans les brides boulonnées et peuvent être soumis à de hautes températures. Des études ont été faites sur les propriétés mécaniques des joints plats à haute température, incluant notamment le coefficient de dilatation thermique. Tout d'abord, dans une étude menée par Bouzid et d'autres auteurs (Bouzid et al., 2001), ceux-ci ont découvert que la charge appliquée sur le joint et l'épaisseur du joint sont des critères influençant le coefficient de dilatation thermique. Par la suite, des expérimentations ont été effectuées sur des joints plats de polytétrafluoroéthylène à différentes températures afin de connaître et comprendre l'influence du taux de compression sur le coefficient de dilatation thermique (Rae et Dattelbaum, 2004). De plus, les auteurs Briskman et Tlebaev (Briskman et Tlebaev, 2008) ont étudié le phénomène de dégradation du coefficient de dilatation thermique à haute température pour des joints plats de PTFE expérimentalement et numériquement. Pour finir, Benabdallah et ses collègues (Benabdallah, 2012) ont testé différents joints plats selon deux procédures de tests différents afin de déterminer les propriétés mécaniques, dont le coefficient de dilatation thermique. Les résultats obtenus entre les deux tests diffèrent jusqu'à 57 %. L'auteur explique cet écart par la différence des surfaces de contact entre la bride et le joint des deux montages différents.

### **1.3.5 Études du fluage-relaxation**

L'effet du temps sur les propriétés mécaniques et autres paramètres a aussi été analysé afin de comprendre le comportement des tresses. Lors de l'application de la charge sur les tresses par le poussoir, ceci se transmet en pression de contact appliquée sur la paroi du boîtier ainsi que la tige permettant l'étanchéité. Par contre, sous l'effet du temps, cette pression de contact latérale diminue en fonction du temps et peut engendrer des fuites. L'analyse de la variation des contraintes axiales et radiales selon une contrainte de compression constante dans le

temps est étudiée en prenant un modèle viscoélastique pour représenter la tresse à température ambiante (Diany et Bouzid, 2009b). Selon plusieurs études antérieures, un modèle a été développé selon un comportement viscoélastique avec un modèle de Maxwell comportant des ressorts et amortisseurs linéaires et non linéaires. En outre, la majorité des modèles antérieurs sont développés pour des cas uniaxiaux, puisqu'en réalité, la tresse est soumise à de la relaxation tridimensionnelle. Toutefois, ce modèle serait trop complexe. Un modèle viscoélastique visant à prédire le comportement des tresses soumises au fluage a été développé. Afin de valider les résultats analytiques, un modèle numérique est aussi développé pour prédire l'évolution de la pression de contact ainsi que la contrainte axiale en fonction du temps. À l'aide des études précédentes, une équation a été développée afin de prédire la relaxation du module d'élasticité de la tresse dans le temps, comme le montre la figure 1.13.

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

Figure 1.13 Équation de la relaxation du module d'élasticité de la tresse  
Tirée de (Diany et Bouzid, 2009)

Par la suite, au niveau du modèle numérique, une méthode toujours axisymétrique a été envisagée. Ce modèle permet de valider la pression de contact latérale en fonction de la contrainte axiale appliquée et du temps. Les coefficients de friction entre les composantes ont été pris en compte ainsi que le même modèle viscoélastique utilisé dans la partie analytique. La figure 1.14 montre des résultats de la pression de contact en fonction du temps ainsi que la contrainte axiale en fonction du temps.

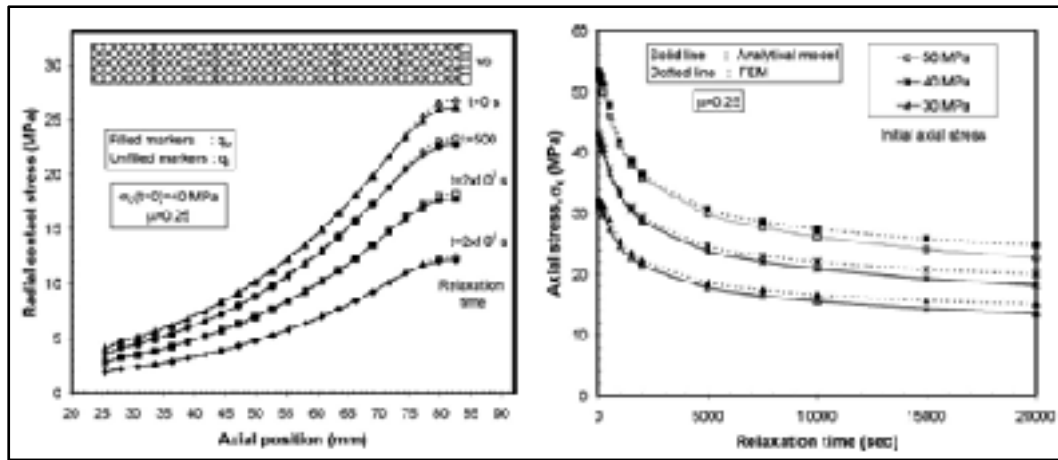


Figure 1.14 Effet du temps sur les tresses

Tirée de (Diany et Bouzid, 2009)

Ces graphiques illustrent la diminution de la pression de contact et la contrainte axiale avec le temps. Dans le cas de la contrainte de compression axiale appliquée au départ, elle semble diminuer rapidement dans les premières 5000 secondes et tend ensuite à une valeur finie. Les courbes analytiques ainsi que numériques sont très similaires et valident donc les modèles développés. Cette étude servira sans doute pour ce projet, puisque la relaxation des tresses est fonction de la température. De surcroît, une loi a été développée afin d'évaluer le comportement de la tresse sous l'effet du fluage (Diany et Bouzid, 2012). Cette loi se base sur les tests de relaxation précédents. Afin de mieux comprendre la différence entre ces deux phénomènes, une explication simple et rapide est donnée. Le fluage d'un matériau est un phénomène qui engendre la déformation permanente avec le temps en raison d'une contrainte constante appliquée à une certaine température. D'un autre côté, la relaxation d'un matériau est la diminution de la contrainte dans le temps sous l'application d'une déformation constante. Ces deux phénomènes sont quasi similaires, mais ce n'est pas le même paramètre qui est contrôlé. Afin de déterminer les propriétés viscoélastiques du matériau de la tresse de valve, des tests ont été faits sur le banc d'essai présenté à la figure 1.15.

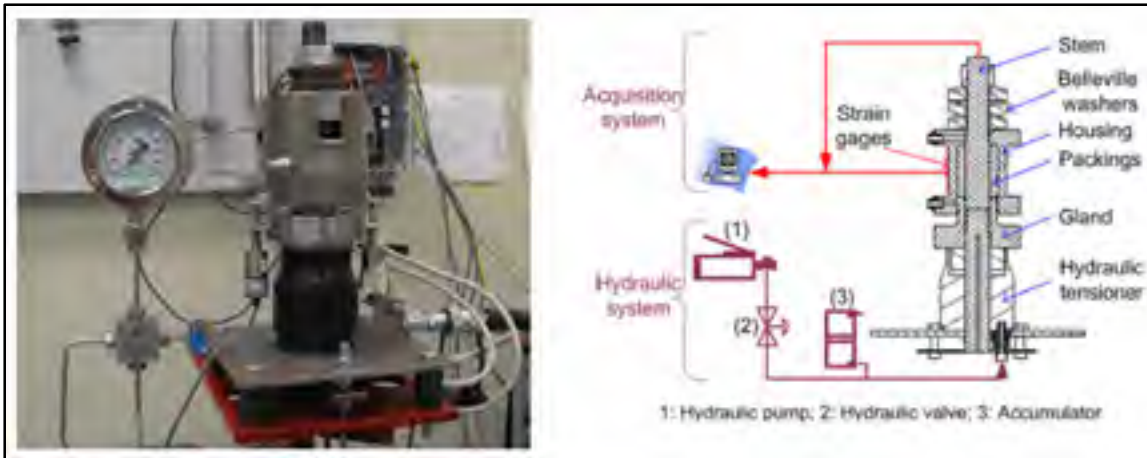


Figure 1.15 Banc d'essai pour test de relaxation  
Tirée de (Diany et Bouzid 2012)

Ces tests sont exécutés sur plusieurs tresses. Ils consistent à appliquer une contrainte de compression sur les tresses afin de mesurer les déplacements et déformations dans le temps. L'étude de l'analyse numérique par éléments finis sert à évaluer la pression de contact afin de la comparer à celle des tests expérimentaux mesurés indirectement par des jauges de déformation collées sur le boîtier. Le modèle numérique montre que les résultats obtenus sont très près des résultats expérimentaux. Suite à ces tests, il est possible de voir que certains matériaux perdent plus rapidement la charge. C'est le cas pour les tresses en fibre de carbone, puisque la contrainte axiale de compression diminue plus rapidement dans le temps que les autres matériaux. Plusieurs autres résultats comme la déformation circonférentielle du boîtier en fonction de la pression de contact ont été analysés dans le cadre de cette étude. Toutefois, dans certains cas, ils ne peuvent pas tous être généralisés, puisque ces résultats peuvent varier en fonction de la position de la tresse dans le boîtier, de la rigidité de l'assemblage et de la pression interne dans le système. L'étude montre que la pression de contact en fonction des déformations du boîtier varie de façon linéaire. Cette étude a démontré entre autres que la relaxation du matériau est plus rapide quand la pression de contact est élevée à température ambiante. De plus, la méthodologie et les modèles analytiques peuvent être utilisés à haute température afin de caractériser les différents types de tresses à haute température.

Une autre recherche a pour but de caractériser et de développer un modèle traitant du comportement de la tresse en fonction du temps (Kazemina et Bouzid, 2016). Tel que

mentionné précédemment, il est souhaitable que la tresse maintienne sa pression de contact latérale contre le boîtier et la tige afin d'assurer l'étanchéité dans le temps. En effet, la performance de la garniture dépend de ses propriétés mécaniques qui évoluent dans le temps. Ainsi, la relaxation et le fluage influencent les performances du presse-étoupe dans le temps. La compréhension de ces phénomènes est donc importante. Certaines méthodes sont présentement utilisées afin de compenser la perte de compression axiale en utilisant des rondelles Belleville. La figure 1.16 montre de façon schématisée le montage d'essai utilisé dans cette étude.

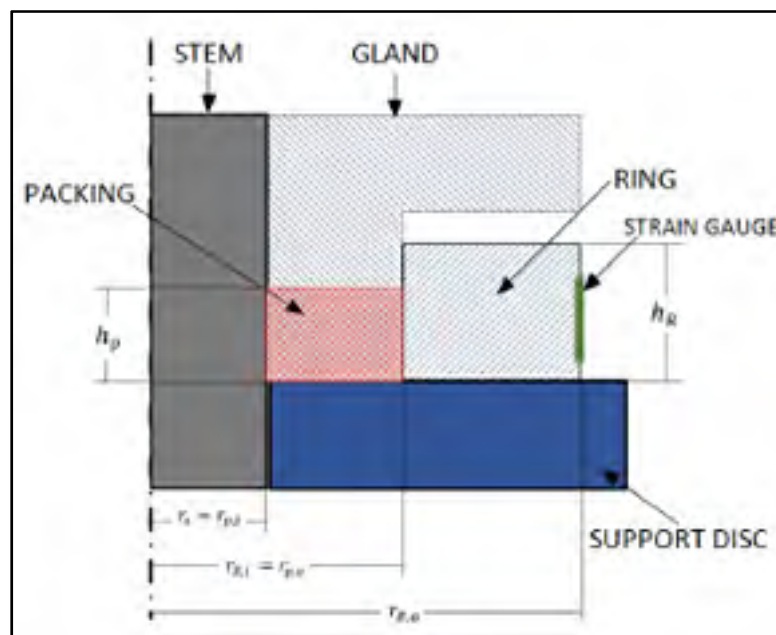


Figure 1.16 Schéma du banc d'essai de fluage  
Tirée de (Kazeminia, 2016)

Le banc d'essai de la figure 1.17 est conçu et adapté afin de caractériser les tresses de valves à haute température (Kazeminia et Bouzid, 2016). Dans cette étude, les tests ont toutefois été faits à température ambiante. Par contre, dans le passé, certaines études ont déjà été réalisées à des températures proches de 150 °C afin de déterminer le comportement des tresses à court terme. Ces études ont été réalisées par Flitney (Flitney, 1986). En outre, d'autres études ont aussi été effectuées à long terme et à des températures plus élevées jusqu'à 200 °C, par Kockelmann (Kockelmann et al., 2009). La modélisation considère que le matériau de la

trousse est homogène et a un comportement anisotrope. Le banc d'essai des études présentées précédemment sur la relaxation a été utilisé pour cette étude, mais avec des ajustements visant à étudier les mêmes phénomènes à haute température.

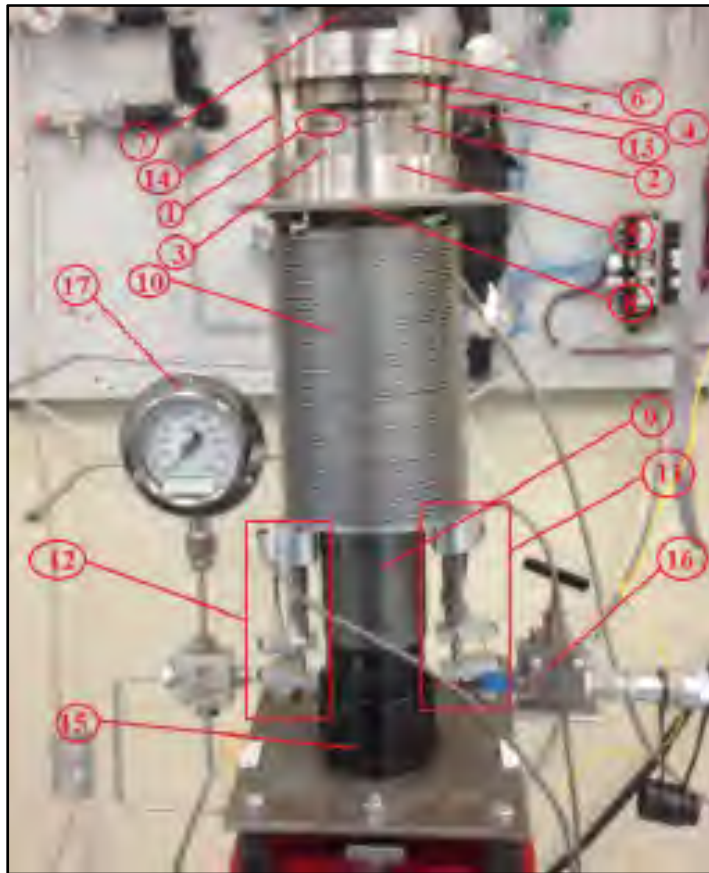


Figure 1.17 Banc d'essai pour haute température  
Tirée de (Kazeminia, 2016)

Ces tests ont été faits en utilisant quatre contraintes de compression, soit de 4000 à 8500 psi. Afin d'observer la variation de ces valeurs dans le temps, le banc de test enregistre les données suivantes : charge de compression axiale, déformations circonférentielles externes de l'anneau du boîtier et le déplacement axial de la trousse. La figure 1.18 montre des graphiques de la perte de compression axiale dans le temps.



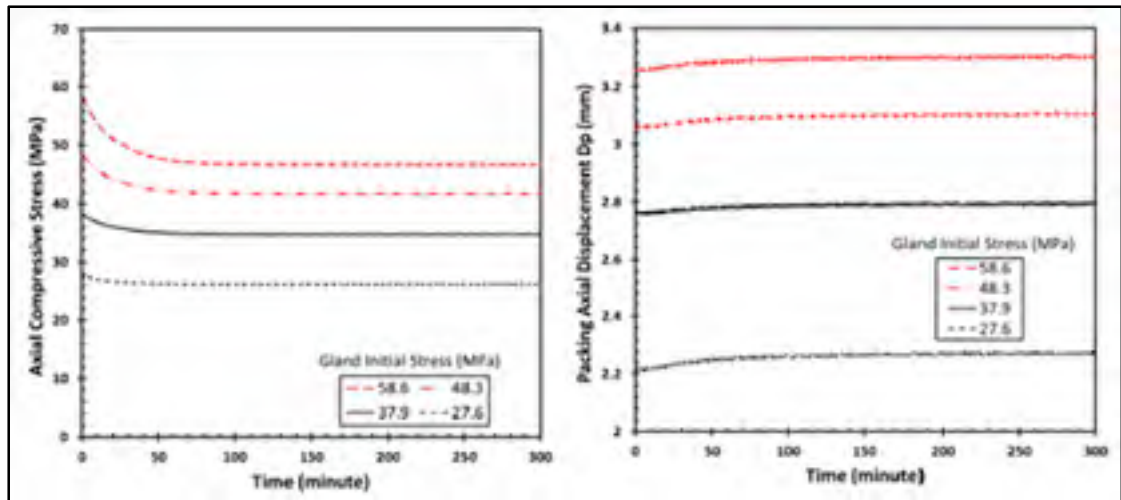


Figure 1.18 Résultat des essais de relaxation  
Tirée de (Kazeminia, 2016)

Il est possible de constater que la relaxation est plus importante lorsque la contrainte de compression initiale est élevée. De plus, il est également possible de remarquer que le déplacement de la tresse augmente rapidement avant de devenir constant après un certain temps, et ce, peu importe la contrainte de compression initiale. Plusieurs autres résultats sont présentés dans cet article. On suppose d'entreprendre les mêmes tests à des températures élevées afin de caractériser les différents types de tresses.

### 1.3.6 Conclusion

Pour conclure cette revue de littérature, les assemblages de type presse-étoupe constituent un maillon faible dans les systèmes pressurisés et sont alors propices aux fuites. La compréhension du comportement des tresses de valves à haute température n'est possible qu'à travers une caractérisation de leurs propriétés mécaniques à haute température. Dans le cas des assemblages de tresses de valves fonctionnant à température ambiante, des études analytiques, numériques et expérimentales existent et peuvent être utilisées pour prédire le comportement des garnitures tressées. Cependant, dans le cas des systèmes opérant à haute température, il y a très peu d'information sur les propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température qui peuvent être utilisés dans la conception, la modélisation et la

prédiction.. La caractérisation à haute température et des propriétés mécaniques des tresses de valves, permet aux fabricants de mieux comprendre le comportement des tresses en opération, guider les utilisateurs dans leurs choix de produits d'étanchéité et de s'assurer de leurs bon fonctionnement. Les méthodes présentées dans ce chapitre font partie des études antérieures portant sur des tresses à température ambiante. Les études précédentes servent de guide pour ce projet et la transposition des connaissances relatives aux propriétés mécaniques des tresses à haute température.

### **1.3.7 Objectifs du projet**

L'objectif principal de ce projet de recherche est de développer une procédure de type ASTM (*american society of testing material*) pour caractériser les propriétés mécaniques les garnitures de compression à haute température. Afin d'atteindre cet objectif, des sous-objectifs ont été proposés afin de faciliter la compréhension du comportement des aux garnitures de tresse, ce qui va ainsi permettre de bâtir une procédure d'essai. Voici les sous-objectifs qui ont été fixés afin de répondre au but général du projet de recherche :

1. Entreprendre les modifications et les ajustements à un banc d'essai existant nécessaire pour son bon fonctionnement à haute température incluant la calibration et la compensation thermique de ses instruments et la mise en service.
2. Développer des procédures d'essai de caractérisation des propriétés mécaniques des garnitures de tresses à haute température à savoir : coefficient de dilatation thermique, coefficient de transmission de la pression latérale, déplacement-contrainte et fluage.
3. Tester deux garnitures de tresses de matériaux différents et analyser l'effet de la contrainte et de la température sur les propriétés mécaniques énumérées précédemment.

## CHAPITRE 2

### BANC D'ESSAI EXPÉRIMENTAL ET PROCÉDURES D'ESSAIS

#### 2.1 Présentation du banc d'essai

Afin de pouvoir caractériser les propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température, un banc d'essai a été conçu il y a quelques années dans le cadre du lancement du projet sur les tresses de valves au laboratoire d'étanchéité dirigé par le prof. Bouzid. Ce banc d'essai est conçu pour caractériser les propriétés mécaniques des tresses à haute température. Les paramètres mesurés sont entre autres la contrainte axiale sur la tresse, l'écrasement axial de la tresse, la déformation circonférentielle externe du boîtier ainsi que la température du boîtier et de la tige. Ces mesures peuvent être exploitées afin de déterminer les propriétés mécaniques de différentes garnitures de tresses sous différentes conditions d'opération. Le coefficient de pression latérale, le module de compressibilité, le coefficient de Poisson, le coefficient de dilatation thermique et le fluage sont les paramètres à étudier à haute température. De plus, ce banc d'essai permet de mesurer l'étanchéité des tresses de valves et ainsi évaluer la performance des garnitures de tresses à haute température. La figure 2.1 présente le banc d'essai de caractérisation des tresses de valves à haute température.



Figure 2.1 Banc d'essai à haute température

Le banc d'essai est divisé en trois systèmes, à savoir le montage presse-étoupe (A) qui reproduit le comportement mécanique de la garniture de tresse, le système hydraulique pour appliquer la charge (B) et le système d'acquisition de données (C). Le montage A est composé principalement du presse-étoupe et de l'instrumentation nécessaire afin de mesurer les paramètres énumérés précédemment. Un élément de chauffage, un cylindre avec ailettes et deux ventilateurs sont présents pour permettre le chauffage du presse-étoupe et le refroidissement du système hydraulique servant à appliquer la charge. Cet assemblage mécanique reproduit le fonctionnement d'un presse-étoupe et simule le comportement réel d'une seule garniture de tresse dans un presse-étoupe. Le système hydraulique B permet d'appliquer la contrainte sur la tresse. Il est composé d'une pompe hydraulique manuelle, un accumulateur hydraulique pour maintenir la charge et un tendeur hydraulique lequel transmet la charge au poussoir à travers la tige. Le système C regroupe le contrôleur de température, le système d'acquisition de données et l'ordinateur. Le programme LabView est utilisé pour contrôler le banc d'essai et enregistrer les données des différents instruments de mesure.

## 2.2 Modification du banc d'essai

Avant de commencer la partie expérimentale et la mesure des propriétés mécaniques, ce banc d'essai a reçu quelques modifications permettant d'obtenir des résultats fiables. Lors des premiers tests à température ambiante exécutés par Kazemania (2017), les résultats obtenus n'étaient pas satisfaisant, puisque les tresses ont extrudé dans le boîtier, causant alors des déplacements surestimés. En outre, à haute température, l'extrusion devient plus importante, puisque la garniture de tresse devient plus déformable. C'est la raison pour laquelle le banc d'essai nécessitait une modification afin d'empêcher l'extrusion. Après quelques concepts différents, l'ajout d'une bague anti-extrusion fabriquée sur mesure placée sous la tresse a été adapté. La figure 2.2 illustre la modification apportée au banc d'essai.

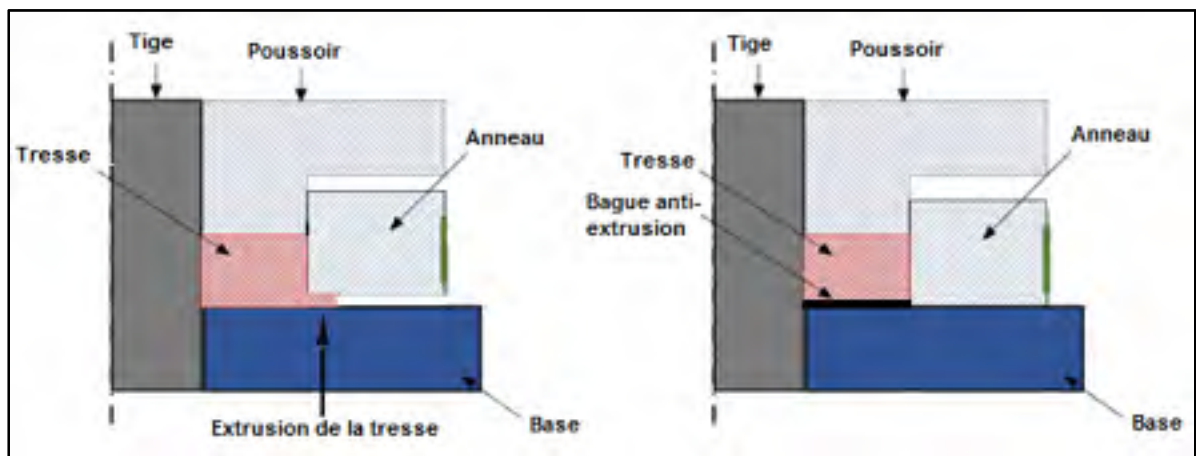


Figure 2.2 Modification du banc d'essai

## 2.3 Description du banc d'essai

Le banc d'essai a été développé par un ancien étudiant du professeur Hakim A. Bouzid afin de caractériser des garnitures circulaires de tresses de valves à haute température. Les difficultés rencontrées lors de la conception de ce banc d'essai sont l'effet de dissipation de chaleur sur les différentes composantes du montage, les instruments de mesure et les aspects liés à leurs compensations thermiques. Ainsi, le principal objectif lors de la conception de ce banc d'essai était d'éloigner de façon suffisante les instruments de mesure ainsi que le

système hydraulique de la chaleur provenant de la ceinture chauffante pour ne pas les endommager. La solution retenue est d'incorporer un cylindre avec des ailettes entre la ceinture chauffante et le système hydraulique pour dissiper la chaleur. Deux ventilateurs sont utilisés au besoin pour forcer la convection de la chaleur. La figure et le tableau suivants présentent les différents composants du banc d'essai de façon détaillée.

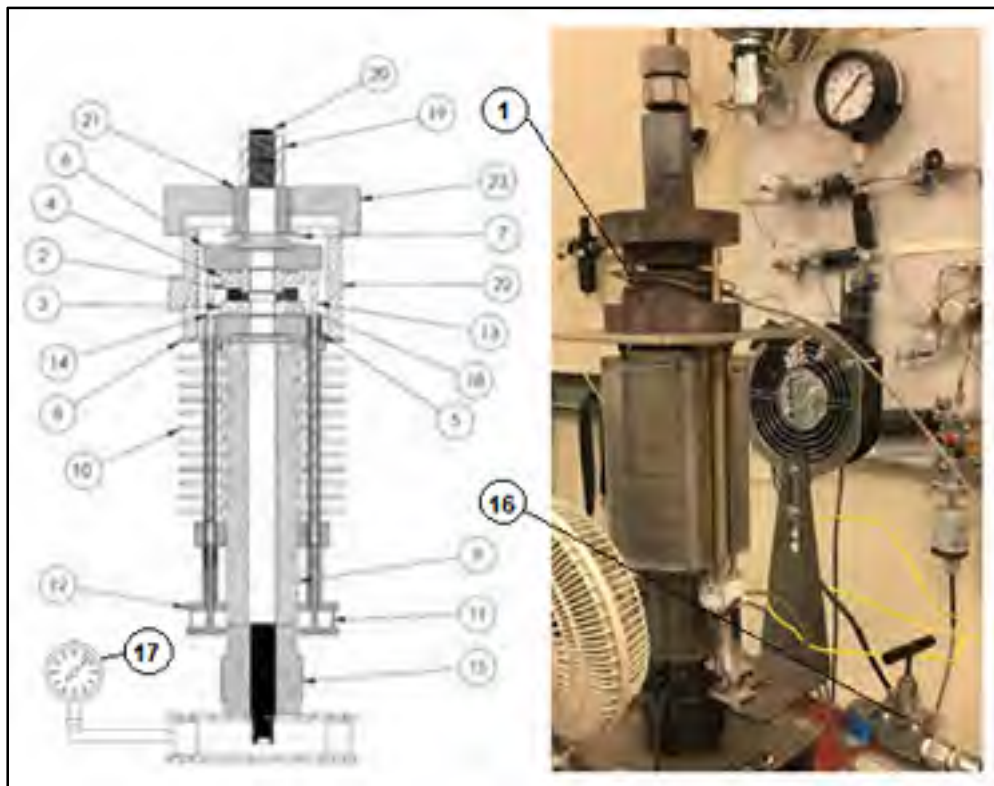


Figure 2.3 Composant du banc d'essai à haute température

Tout d'abord, les instruments de mesure et les composants qui doivent être éloignés de la chaleur sont le tendeur hydraulique (15) et les deux extensomètres (11) (12). Dans le cas du tendeur hydraulique, cette composante doit être tenue loin de toute source de chaleur, puisque l'huile à l'intérieur peut prendre feu ou bien changer de viscosité et occasionner des fuites au niveau des joints toriques. Les capteurs de déplacements sont montés sur un système d'extension en céramique et sont positionnés au même niveau que le tendeur afin de réduire le transfert de chaleur et minimiser la compensation thermique. Les deux composants

permettant de réduire la dissipation de chaleur dans le tendeur hydraulique et les extensomètres sont le cylindre (9) et les ailettes (10).

Tableau 2.1 Titre des composants du banc d'essai

1	Jauge de déformation circonférentielle mesurée sur la paroi externe de l'anneau	12	Extensomètre 2
2	Anneau métallique jouant le rôle du boîtier	13	Tige de céramique 1
3	Base	14	Tige de céramique 2
4	Poussoir	15	Tendeur hydraulique
5	Disque de support inférieur	16	Valve hydraulique
6	Disque de support supérieur	17	Cadran indicateur de pression
7	Rondelle	18	Tresse de valve
8	Plaque de support pour l'élément chauffant	19	Écrou de serrage
9	Cylindre	20	Tige
10	Ailettes pour le refroidissement	21	Bague d'espacement
11	Extensomètre 1	22	Élément chauffant
		23	Couvercle de l'élément chauffant

Les deux ventilateurs sont positionnés au niveau des ailettes permettent d'assurer un minimum de transfert de chaleur vers ses composantes. Les extensomètres sont les deux instruments permettant de mesurer l'écrasement de la tresse par le poussoir. Ils sont composés de jauge de déformation mesurant la différence de voltage par moment de flexion pure. De plus, deux tiges de céramique (13) (14) sont ajoutées pour transmettre le déplacement axial de la tresse aux jauges de déformation des capteurs. La céramique a été envisagée, puisqu'elle possède un faible coefficient de dilatation thermique et une conductivité thermique faible.

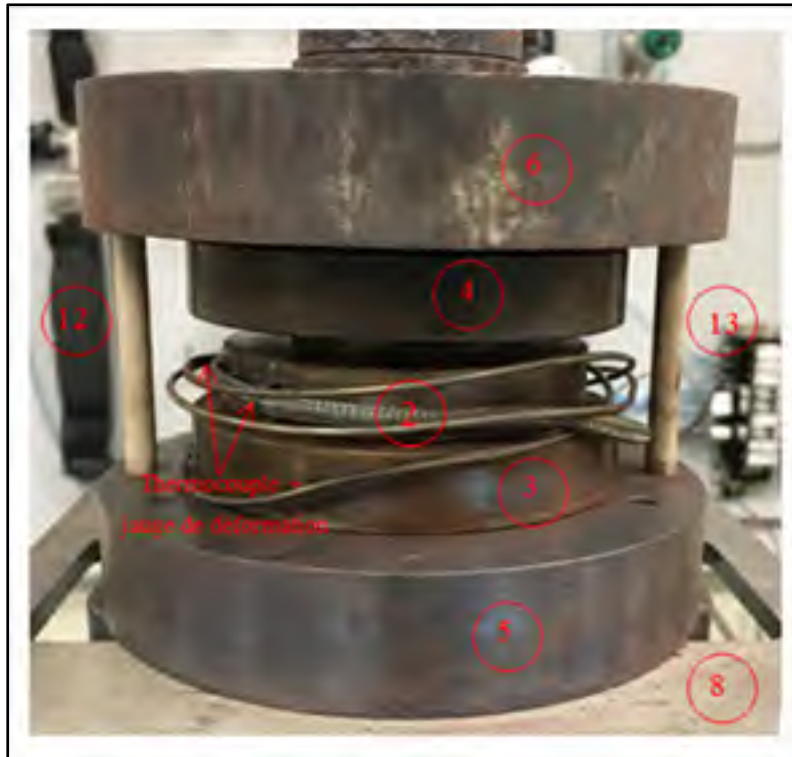


Figure 2.4 Énumération des composants du presse-étoupe

Par la suite, l'anneau métallique (2) qui représente le boîtier du presse-étoupe est muni d'une jauge de déformation à haute température (1) collée sur sa paroi externe afin de mesurer les déformations circonférentielles externes et en déduire la pression latérale. La jauge est dotée d'un thermocouple pour mesurer la température de la jauge en temps réel pour des fins de compensation thermique. Une garniture de tresse (18) est installée entre l'anneau (2) et la tige (20). Celle-ci est comprimée par le poussoir (4). La contrainte appliquée sur la tresse peut être maintenue en fermant la valve hydraulique (16). Finalement, une ceinture chauffante en céramique (22) est installée autour du montage de presse-étoupe munie d'un couvercle (23) permettant de maintenir la température. Un thermocouple connecté au contrôleur du banc d'essai est introduit à l'intérieur de la ceinture afin de contrôler la température du montage.



### 2.3.1 Système d'application de la charge

Le système d'application de charge à la figure 2.5 est composé d'un système hydraulique possédant cinq composants. Premièrement, la pompe manuelle permet de monter la pression d'huile dans le système afin d'appliquer une charge requise sur la garniture de tresse. Deuxièmement, la valve hydraulique sert à fermer le circuit hydraulique afin d'isoler la pompe et maintenir la haute pression dans le circuit. Troisièmement, le système hydraulique est muni d'un cadran indiquant la pression dans le circuit. Il est important de savoir que cette pression n'est pas la pression appliquée sur la tresse. Quatrièmement, l'accumulateur hydraulique est un composant très important dans ce système. Il sert à compenser la perte de pression hydraulique dans le système due aux fuites dans les joints du système hydraulique. Sans lui, une petite fuite d'huile entraîne alors une perte de charge importante, puisque l'huile est un fluide non compressible. L'accumulateur, de son côté, est rempli d'air comprimé d'un côté et de l'huile de l'autre côté lesquelles sont séparés par un piston. Lors d'une fuite, l'air comprimé dans l'accumulateur compense l'espace perdu dans le système hydraulique et empêche la perte de charge. Finalement, le tendeur hydraulique est le composant permettant de comprimer la tresse dans le boîtier. Celui-ci est fileté à la tige laquelle transmet la charge au poussoir pour comprimer la tresse. Il possède une course maximale d'un quart de pouce qu'il faut réinitialiser avant de commencer un nouveau test.

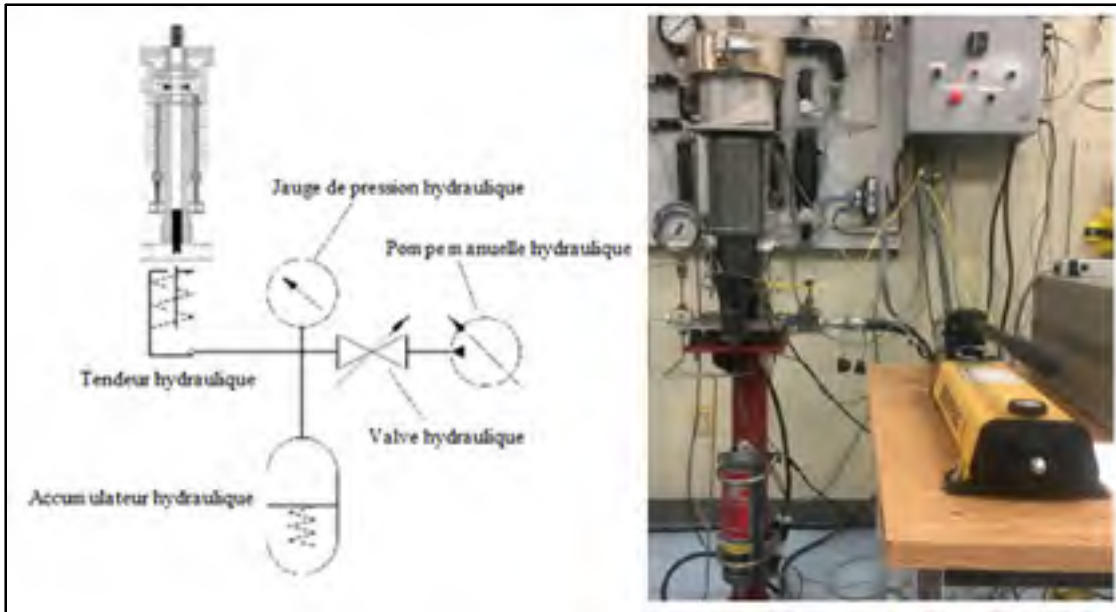


Figure 2.5 Système d'application de charge

### 2.3.2 Système de chauffage

Le système de chauffage du banc d'essai illustré à la figure 2.6 présente deux principaux composants de ce système. Tout d'abord, la section A est composée d'une ceinture chauffante en céramique. Celle-ci repose sur une plaque servant de base et est serrée autour du montage presse-étoupe. En outre, un couvercle fourré de laine thermique est placé sur le dessus du four afin de maintenir la chaleur dans le montage. Par la suite, la section B représente le contrôleur de la température dans la ceinture chauffante. Il est muni d'un PID et d'un thermocouple introduit dans le four. Le contrôleur possède un écran digital indiquant la température actuelle du four et la consigne de température envoyée via le programme LabView.



Figure 2.6 Système de chauffage

### 2.3.3 Chaîne de mesure et d'acquisition de données

La chaîne de mesure du banc d'essai est munie de plusieurs composants et instruments électronique. Le système d'acquisition de données et de contrôle 3852A enregistre les données mesurées et il assure la communication avec l'ordinateur. Les cartes 44XXX permettent la lecture et l'enregistrement des instruments de mesure, dont les thermocouples, les voltages et les jauges de déformation. L'ordinateur sert d'interface et permet la communication entre l'utilisateur et le système d'acquisition et de contrôle via la plateforme LabView.



Figure 2.7 Système d'acquisition de données

La figure 2.8 présente l'interface du programme LabView qui permet l'acquisition des données et le contrôle du banc d'essai. Ce programme permet d'observer en temps réel les différents paramètres mesurés tels que les températures du montage, de la garniture, de la base de la tige, de la contrainte sur la garniture et la charge dans la tige, le déplacement axial de la garniture et la déformation circonférentielle externe de l'anneau.

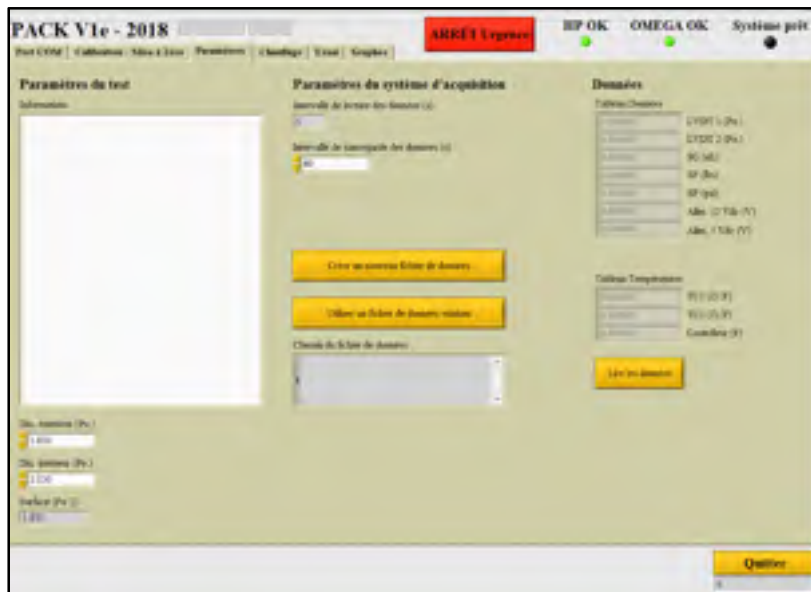


Figure 2.8 Interface LabView

La figure 2.9 illustre le fonctionnement du programme à l'aide d'un schéma ou d'un organigramme détaillé. Toutes les terminologies et les mesures nécessaires à l'étude des propriétés mécaniques sont affichées. Enfin, l'ordre des communications entre chacune des composantes est représenté par les flèches.

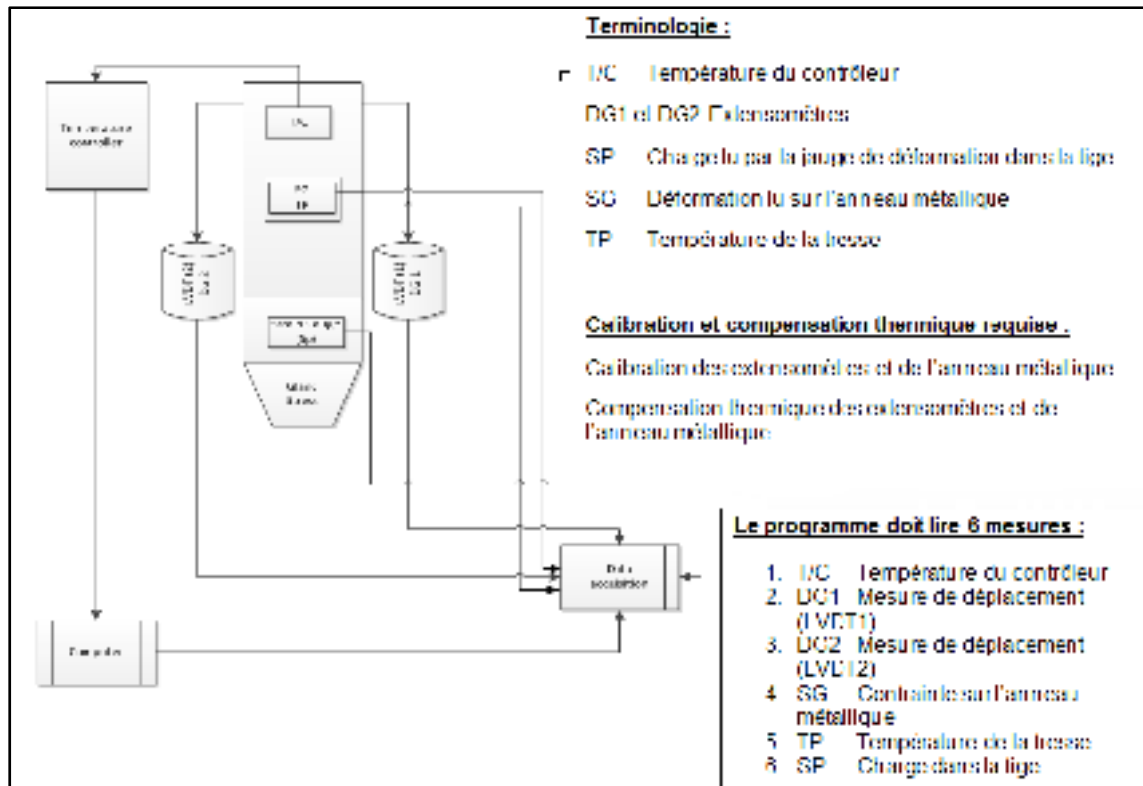


Figure 2.9 Schéma du programme détaillé

### 2.3.4 Caractéristiques techniques du montage

Le tableau suivant présente les différentes caractéristiques mécaniques du banc d'essai. Certaines caractéristiques ont été modifiées après le projet, puisque certains tests ont endommagé quelques composantes du banc d'essai. De cette façon, les limites et les capacités du banc d'essai seront connues pour les essais futurs.

Tableau 2.2 Caractéristiques et capacités du banc d'essai

<b>Caractéristiques</b>	<b>Capacité du banc d'essai</b>
Type de tresse	Tous les types
Dimensions de la tresse (pouce)	1,875 x 1,125 x ¼
Température maximale	426 °C (800 °F)
Contrainte maximale sur la tresse	58,6 MPa (8500 psi)
Vitesse de chauffage	3 °F/min

#### 2.4 Les différentes garnitures testées

Il existe plusieurs types de garnitures de tresses qui peuvent être utilisées dans les valves à haute température. Dans cette étude, l'analyse de deux types de garnitures a été réalisée afin de comparer leurs comportements et leurs propriétés mécaniques à haute température. Ces deux types de garnitures illustrées à la figure 2.10 sont très différents dans leur composition. Le premier type de tresse (A) est composé de graphite pressé. Il est reconnu d'utiliser du graphite en feuille pressé pour les applications à haute température, puisque le graphite conserve ses propriétés mécaniques à température élevée. Le deuxième type de tresse (B) est plus complexe. Il est composé de fibre de verre et d'Inconel tressé autour d'un cœur en PTFE, le tout trempé dans du graphite en poudre. Ce regroupement de matériaux composant cette tresse de valves est connue par plusieurs fabricants de tresses. L'ajout de la fibre de verre et d'Inconel augmente les propriétés mécaniques de la tresse. De plus, le graphite en poudre bouche les pores, augmente la performance d'étanchéité de la tresse et protège la tresse contre la dégradation à haute température.



Figure 2.10 Types de tresses testés

## 2.5 Procédures d'essais

Dans cette section, les procédures d'essais visant à déterminer chacune des propriétés mécaniques sont présentées de façon détaillée. Tout d'abord, les propriétés mécaniques sont expliquées et décrites. Par la suite, les paramètres techniques du test sont énumérés et, pour terminer, la procédure expérimentale est présentée afin d'être en mesure de reproduire les tests de façon conforme et répétable. Il est important de rappeler que l'objectif principal de ce projet est de développer des procédures d'essai afin de guider les fabricants et les utilisateurs de garniture de tresse lors du choix de tresse pour garantir un bon fonctionnement du système presse-étoupe sous les conditions d'opération.

### 2.5.1 Coefficient de pression latérale et courbes de contrainte-déplacement

#### 2.5.1.1 Introduction

Le coefficient de transmission de pression latéral est sans doute la propriété mécanique la plus importante que possède la tresse de valves afin d'assurer l'étanchéité du système. La pression de contact latéral est la pression que la tresse exerce sur la paroi du boîtier et de la tige permettant d'empêcher le fluide de sortir du système. Lorsque cette pression est suffisante, les fuites surfaciques sont alors réduites ou quasi nulles. Le coefficient de

transmission de la pression latéral est le rapport entre la pression de contact perçu sur le boîtier et la pression axiale exercée par le poussoir. Dans les recherches antérieures, un coefficient entre 0,6 et 0,8 a été trouvé pour des tresses de PTFE et de graphite flexible à température ambiante. De plus, ces essais servent à tracer les courbes de contrainte-déplacement de la tresse. Ces courbes permettent de développer des modèles numériques représentant le comportement de la garniture de tresse. Dans cette étude, l'analyse du coefficient de pression latéral est faite à haute température.

### 2.5.1.2 Propriétés techniques du test

Afin d'étudier l'effet de la température et de la charge sur le coefficient de transmission de la pression latérale, des essais sont faits à plusieurs contraintes et températures pour les deux types de tresses. Le tableau suivant indique les contraintes axiales et les températures auxquelles sont soumise les garnitures testées.

Tableau 2.3 Conditions des essais de coefficient de transmission

Conditions d'essais							
Température °F (°C)	Contrainte sur la tresse en psi (MPa)						
350 (176,6)	2000 (13,8)	3000 (20,6)	4500 (31,0)	5500 (37,9)	6500 (44,8)	7500 (51,7)	8500 (58,6)
500 (260)	2000 (13,8)	3000 (20,6)	4500 (31,0)	5500 (37,9)	6500 (44,8)	7500 (51,7)	8500 (58,6)
800 (426,6)	2000 (13,8)	3000 (20,6)	4500 (31,0)	5500 (37,9)	6500 (44,8)	7500 (51,7)	8500 (58,6)

### 2.5.1.3 Procédure expérimentale

Afin de déterminer le coefficient de transmission de la pression latérale d'une tresse de valve avec le banc d'essai décrit précédemment, les étapes suivantes doivent être suivies :



1. Prendre les mesures suivantes de la tresse testée avec un pied à coulisse (diamètre externe, diamètre interne et hauteur).
2. Une fois la rondelle anti-extrusion placée, insérer la tresse dans l'anneau mécanique.
3. Installer dans l'ordre le poussoir, la plaque supérieure, le cylindre d'espacement, les écrous, la ceinture chauffante.
4. Insérer le thermocouple de contrôle dans la ceinture chauffante et s'assurer qu'il y a contact avec la plaque supérieure.
5. Rajouter la laine isolante à l'ouverture du four.
6. Démarrer le système d'acquisition de données, le contrôleur et le programme LabView et attendre 15 minutes pour la stabilisation électronique des appareils et instruments de mesure.
7. À l'aide du programme, vérifiez que le système d'acquisition et de contrôle communique avec l'ordinateur et s'assurer de la lecture des instruments.
8. Importer les valeurs de calibrations des LVDT, de l'anneau métallique et de la tige.
9. Faire une première mise à zéro pour définir l'état initial sans pré-charge.
10. Entrer les dimensions de la tresse à leur endroit respectif ainsi que les informations nécessaires au test (date, contrainte, température, etc.).
11. Activer l'enregistrement des données en spécifiant la durée totale du test et l'intervalle de temps entre deux enregistrements (variations des déplacements, contrainte sur la tresse, déformation circonférentielle de l'anneau, etc.).
12. Avec une clé anglaise, viser les écrous du banc d'essai afin d'appliquer une précharge de 150 psi sur la tresse.
13. Faire une mise à zéro des extensomètres afin de définir l'état initial de déplacement ou l'écrasement de la garniture.
14. Activer le four et entrer la température du test avec une rampe de 3°F/minute.
15. Lorsque le montage atteint la température du test, appliquer la première contrainte de 2000 psi sur la tresse.
16. Une fois la contrainte atteinte, fermer la valve hydraulique et laisser stabiliser la charge pendant environ 3 à 5 minutes.

17. Après le temps écoulé, ouvrir la valve hydraulique et appliquer la contrainte suivante de 3000 psi.
18. Répéter jusqu'à 8500 psi et décharger lentement en ouvrant la valve de la pompe manuelle.
19. Arrêter l'enregistrement des données sur la plateforme LabView.
20. Envoyer une consigne de refroidissement au four et attendre avant le démontage.
21. Descendre le tenseur hydraulique à sa position initiale avant de commencer un nouveau test.
22. Démontez le montage dans l'ordre inverse et retirez la tresse.

Afin de déterminer le coefficient de transmission pour différentes conditions, les données enregistrées sont ensuite compensées thermiquement pour tenir compte de la dérive de certains instruments de mesure. En fonction de la calibration de l'anneau, il est possible d'obtenir la pression latérale en fonction des déformations circonférentielles de l'anneau enregistrées lors de l'essai. Par la suite, la pression latérale est divisée par la contrainte axiale appliquée sur la tresse afin d'obtenir le coefficient de transmission de la pression latérale. Maintenant, il est possible de tracer un graphique du coefficient de transmission de la pression latérale en fonction de la contrainte sur la tresse pour les différentes températures.

## **2.5.2 Coefficient de dilatation thermique**

### **2.5.2.1 Introduction**

Le coefficient de dilatation thermique est une propriété mécanique intéressante. En effet il a une influence majeure sur la variation de la pression de contact latérale. Une tresse de valves ayant un coefficient de dilatation thermique élevé peut engendrer une augmentation ou diminution de la pression de contact lors du chauffage ou refroidissement ; ce qui peut avoir une influence majeure sur l'étanchéité du système. La dilatation ou la contraction de la tresse alter le contact contre les parois avec le boîtier et de la tige. Le test développé permet d'analyser la variation du coefficient de dilatation thermique en fonction de la contrainte de compression sur la tresse.

### 2.5.2.2 Propriétés techniques du test

L'effet de la compression volumique et de la température a un impact sur le coefficient de dilatation thermique. Des essais sont effectués à plusieurs contraintes, et ce, jusqu'à une température de 800°F. Le coefficient de dilatation thermique est obtenu lors du refroidissement, ce qui donne un coefficient pour une charge et une variation de température données. Le tableau suivant illustre les contraintes et la température testées.

Tableau 2.4 Conditions des essais de coefficient de dilatation thermique

Conditions d'essai			
Température °F (°C)	Contrainte sur la tresse en psi (MPa)		
800 (426,6)	2000 (13,8)	5500 (37,9)	8500 (58,6)

### 2.5.2.3 Procédure expérimentale

Afin d'étudier la variation du coefficient de dilatation thermique en fonction de la contrainte axiale, il faut reproduire les étapes 1 à 13 du test de coefficient de transmission de la pression latérale que l'on retrouve à la section 2.5.3.1. Finalement, suivre les étapes suivantes :

14. Activer le chauffage et introduire la température d'essai à 800°F (426°C) avec une rampe de 3°F/minute.
15. Lorsque le montage atteint la température visée, appliquer la contrainte sur la tresse.
16. Une fois la contrainte atteinte, fermer la valve hydraulique pour maintenir la contrainte et attendre 24 heures en conservant la température stable.
17. Une fois la durée d'attente écoulée, couper le chauffage et laisser le refroidissement du four par convection naturelle en prenant les données à un intervalle de 3 à 5 minutes.
18. Une fois le montage refroidi, ouvrir la valve hydraulique et décharger lentement en ouvrant la valve de la pompe manuelle.
19. Arrêter l'enregistrement des données sur la plateforme LabView.

20. Démonter le montage dans l'ordre inverse du montage et retirez la tresse.
21. Descendre le tenseur hydraulique à sa position initiale avant de commencer un nouveau test.

Par la suite, afin d'obtenir le coefficient de dilatation thermique en fonction de la température, les équations ci-dessous sont utilisées grâce aux données enregistrées lors des tests.

Le coefficient de dilatation thermique est calculé entre deux mesures de température lors du refroidissement. Il est à noter que le coefficient est déterminé lors du refroidissement car il est plus facile d'obtenir l'homogénéité de la température à travers les composantes. Lors du chauffage, il est plus difficile d'avoir une distribution homogène de la température à travers le montage en général et plus spécifiquement à travers la garniture. Les épaisseurs et températures initiales et finales sont utilisées afin de définir cette propriété mécanique en fonction de la température.

$$\alpha = \left[ \frac{(E_i - E_f)}{E_i} / (T_i - T_f) \right] \times 10^6 \quad (2.1)$$

Avec :

$E_i$  est l'épaisseur initiale (mm) de la tresse au début du refroidissement.

$E_f$  est l'épaisseur finale (mm) de la tresse à la fin du refroidissement.

$T_i$  est la température (°C) de la tresse au début du refroidissement.

$T_f$  est la température finale (°C) de la tresse à la fin du refroidissement.

Il est nécessaire de déterminer l'épaisseur initiale  $E_i$  au début du refroidissement. Tout d'abord, au début de chaque test, l'épaisseur de la tresse est mesurée manuellement. Par la suite, une précharge est appliquée sur la tresse connaissant la variation

d'épaisseur sur la tresse suite à cette précharge grâce aux tensiomètres ( $E_{précharge}$ ). Finalement, afin d'obtenir l'épaisseur initiale au début du refroidissement ( $E_i$ ), il suffit de prendre l'épaisseur lors de la précharge et de soustraire la lecture des LVDT à la température initiale au début du refroidissement ( $D_{Ti}$ ).

$$E_i = E_{précharge} - D_{Ti} \quad (2.2)$$

### **2.5.3 Fluage**

#### **2.5.3.1 Introduction**

Le fluage est un phénomène qui influence les déformations mécaniques dans le temps. Ce qui influence la pression de contact latéral de la tresse contre le boîtier et la tige mais en péril l'étanchéité du système. En effet sous l'effet de la température et le temps une relaxation de la pression de contact se produit pouvant causer des fuites dans certains cas. Les tests suivants permettent d'étudier le comportement des tresses et l'évolution des déformations sous l'effet du temps.

#### **2.5.3.2 Propriétés techniques du test**

L'effet de la charge et de la température sur le comportement de la tresse au fluage sont des paramètres important qui influencent le niveau de la performance des garnitures. Des essais de fluage sont alors proposés pour plusieurs contraintes et températures. Le tableau suivant indique les contraintes de compressions axiales et les températures utilisées lors des essais.

Tableau 2.5 Condition des essais de fluage

Fluage (24 heures)			
Température °F (°C)	Contraintes sur la tresse en psi (MPa)		
350 (176,6)	2000 (13,8)	5500 (37,9)	8500 (58,6)
500 (260)	2000 (13,8)	5500 (37,9)	8500 (58,6)
800 (426,6)	2000 (13,8)	5500 (37,9)	8500 (58,6)

### 2.5.3.3 Procédure expérimentale

Afin d'étudier le comportement d'une tresse de valve sous l'effet du fluage dans le temps, il faut reproduire les étapes 1 à 13 du test de coefficient de transmission de la pression latérale que l'on retrouve à la section 2.5.3.1. Finalement, suivre les étapes suivantes :

14. Activer le four et introduire la température du test avec une rampe de 3°F/minute.
15. Lorsque le montage atteint la température cible, appliquer la contrainte sur la tresse.
16. Une fois la contrainte atteinte, fermer la valve hydraulique pour maintenir la contrainte et attendre 24 heures en maintenant la température stable.
17. Une fois cette durée est atteinte, ouvrir la valve hydraulique et décharger lentement en ouvrant la valve de la pompe manuelle.
18. Arrêter l'enregistrement des données sur la plateforme LabView.
19. Arrêter le chauffage et laisser le montage refroidir par convection naturelle avant le démontage.
20. Démonter le montage dans l'ordre inverse du montage et retirez la tresse.
21. Descendre le tenseur hydraulique à sa position initiale avant de commencer un nouveau test.

Les courbes de fluage selon différentes températures et chargement sont obtenues à partir des données ajustées en tenant compte de la compensation thermique. Une fois la température stable, la charge cible est appliquée et maintenue constante. Le fluage est considéré de prendre place et enregistrées les données à partir de cet instant servent à tracer les courbes de fluage. La relation employée pour décrire le comportement de la tresse lors du fluage est une

formule impliquant les déformations mesurées par les deux extensomètres suivant l'axe de chargement. Il est à noter que nous n'avons pas trouvé dans la littérature d'équation développée pour du fluage en compression volumique des matériaux mous. L'équation suivante est donc utilisée impliquant les déplacements axiaux de la tresse est utilisée pour obtenir le fluage en fonction du temps.

$$\varepsilon_{Fluage} = \ln \left( 1 + \left( \frac{\Delta l}{l} \right) \right) \quad (2.3)$$

Avec :

$\Delta l$  est l'écrasement de la tresse (mm) par rapport à l'écrasement initial.

$l$  est l'épaisseur initiale de la tresse (mm) avant l'application de la charge.

#### **2.5.4 Essais de compensation thermique et calibration des instruments de mesure**

Dans cette section, les différents tests de calibrations et de compensations thermiques sont décrits afin d'être en mesure de les reproduire et comprendre leur utilité. Puisque la plupart des tests sont réalisés à haute température, les instruments et composants mécaniques du montage influencent les données enregistrées en raison de la dérive et de la dilatation thermiques. Les tests de compensation thermique sont effectués initialement afin de séparer l'effet de la température sur les instrument et composants mécanique de l'effet de la température sur la garniture de la tresse. De plus, avant l'entame de ces tests de compensation thermique, des essais de calibrations sont réalisés sur les instruments de mesure et notamment sur les extensomètres pour la mesure des déplacements et sur l'anneau métallique muni d'une jauge de déformation circonférentielle à haute température.

##### **2.5.4.1 Test de compensation thermique des extensomètres**

Le test de compensation thermique des extensomètres consiste à mesurer la déviation du déplacement dû à la dilatation thermique des composants du banc d'essai. Tout d'abord, une

contrainte de 13,8 MPa (2000 psi) est appliquée sur le banc d'essai sans la garniture. Par la suite, le montage est chauffé à différents palier de température suivant une rampe de 3°F par minute avec des temps d'attente d'une heure à chaque palier de 38°C (100°F) jusqu'à 426°C (800°F). Ce test permet d'obtenir les courbes de dérive des extensomètres. La figure suivante présente les courbes de dérive des extensomètres.

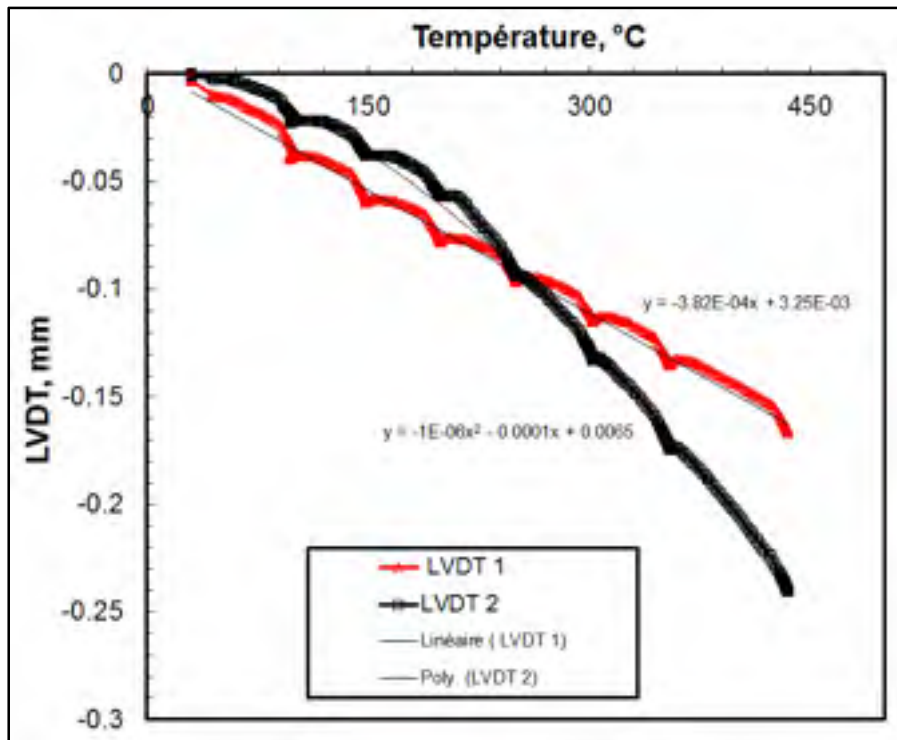


Figure 2.11 Dérive thermique des extensomètres

#### 2.5.4.2 Test de calibration des extensomètres

Ce test consiste à calibrer les extensomètres afin d'obtenir des mesures fiables et répétables. Un micromètre a été modifié comme l'illustre la figure 2.12 pour accommoder les extensomètres. Ce micromètre est fixé sur une base métallique en forme de U pour venir s'appuyer sur la tige de céramique afin de mesurer le déplacement.





Figure 2.12 Micromètre pour la calibration des extensomètres

Tout d'abord, une légère pression est appliquée sur la tige de céramique par la butée du micromètre pour ensuite lire le voltage du pont de jauge de l'extensomètre. Cette première lecture est la mise à zéro. Par la suite, une lecture du voltage des jauges est notée à tous les 0,25 mm pour une course totale de 4,50 mm. Des mesures sont ensuite prises lors de la montée et la descente de l'extensomètre pour déterminer la constante de calibration en mm/mV. Cette calibration est effectuée sur les deux extensomètres et ensuite valider par des cales étalon une fois les constantes rentrées dans le logiciel LabView. Une fois les données enregistrées, un graphique est tracé illustrant le déplacement en fonction du voltage lu par les jauges pour chacun des extensomètres. Ensuite, une courbe de tendance et le coefficient de détermination sont affichés pour chacune des droites. Il est important d'obtenir un coefficient de détermination proche de 1. Enfin, la pente de la droite donne le facteur de calibration en mm/mV qui est inscrit dans le programme LabView. La figure suivante illustre les droites obtenues suite à la calibration des extensomètres.

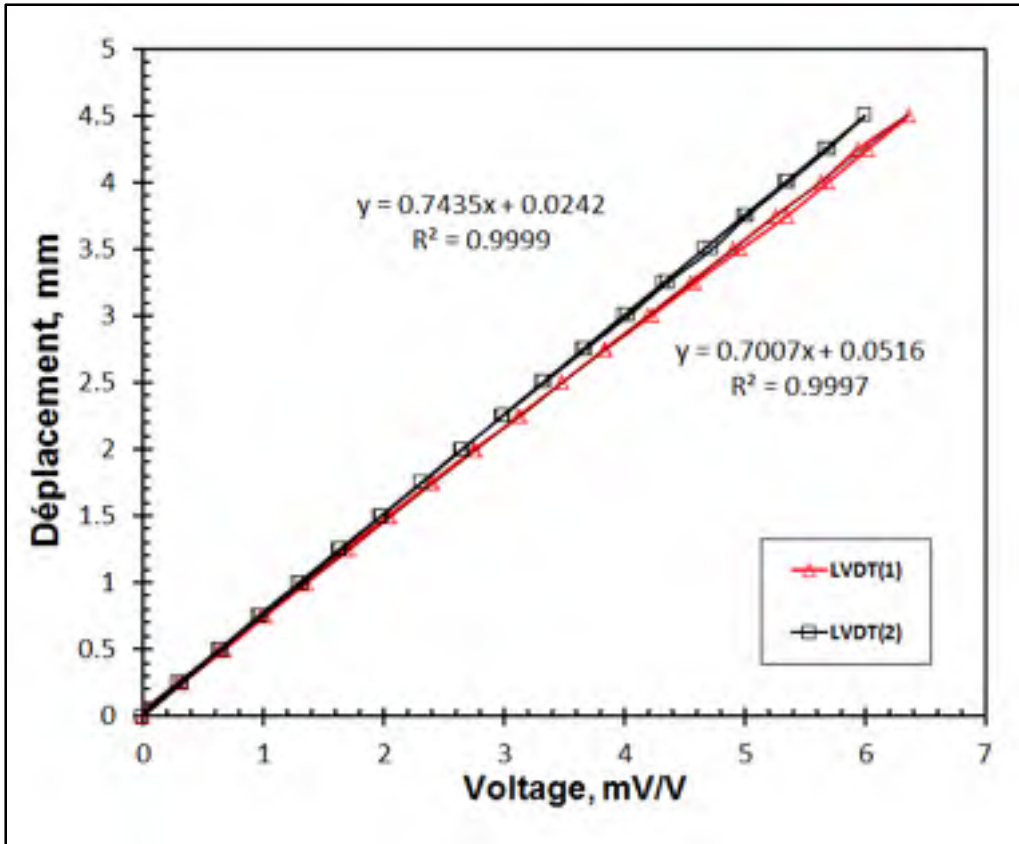


Figure 2.13 Calibration des extensomètres

#### 2.5.4.3 Test de compensation de l'anneau métallique et de la tige

Le test de compensation thermique de l'anneau et de la tige consiste à mesurer les dérives dues à la dilatation thermique provenant de ces deux composantes et de leurs jauges de déformation. Ce test est réalisé sans garniture et sans pression afin d'enregistrer les dérives des instruments simplement causées par la température. Le banc d'essai est chauffé jusqu'à 426°C (800°F) avec une rampe de température de 3°F par minute par palier de 38°C (100°F) avec une pause d'une demi-heure. Par la suite, le chauffage est coupé et le refroidissement est effectué par convection naturelle. Les courbes de dérive des jauges de déformations de l'anneau métallique et de la tige sont obtenues pour la correction des déformations de l'anneau métallique due à la pression latérale et de la force dans la tige transmise à la garniture lors du test avec celle-ci en place. La figure suivante illustre les dérives de la déformation de l'anneau et la force dans la tige enregistrée lors du test.

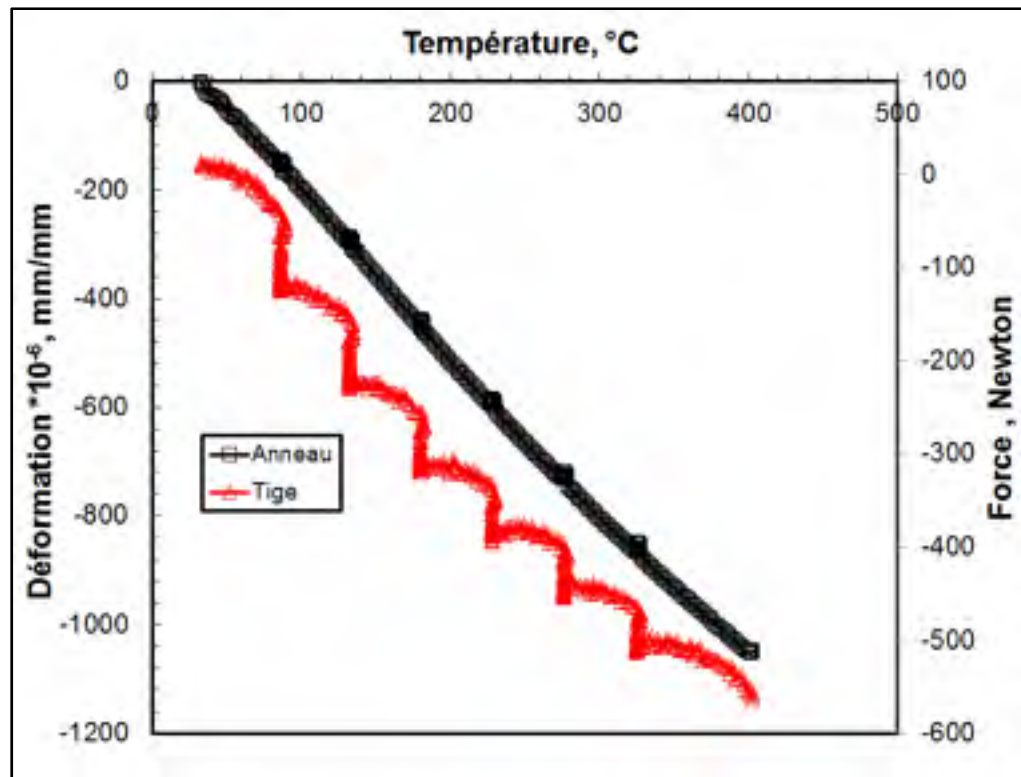


Figure 2.14 Compensation de l'anneau métallique et de la tige

#### 2.5.4.4 Test de calibration de l'anneau métallique

Le test de calibration de l'anneau métallique permet de valider les déformations enregistrées lors des essais. L'anneau métallique sert de boîtier pour la tresse, laquelle est munie d'une jauge de déformation à haute température permettant l'enregistrement des déformations circonférentielles externes de l'anneau. Une approche expérimentale numérique est utilisée afin de calibrer cette jauge. Tout d'abord, l'expérimentation consiste à appliquer une pression hydraulique latérale sur la surface interne de l'anneau et enregistrer les déformations circonférentielles sur la paroi externe de l'anneau. Pour exécuter ce test de calibration, la conception d'un petit montage est requise. La figure suivante présente la conception du montage utilisé.



Figure 2.15 Montage pour test de calibration de l'anneau

Le test consiste à appliquer une pression hydraulique sur la paroi interne de l'anneau entre 2000 et 6000 psi. Cette plage de pression est choisie puisque les joints toriques et les tolérances choisis ne peuvent excéder cette pression. De plus, il est possible d'extrapoler les déformations pour des pressions plus élevées, puisque l'anneau se déforme selon un comportement linéaire. Pour atteindre ces pressions, la conception d'un montage avec des tolérances serrées est nécessaire. Comme la figure 2.15 l'illustre, deux joints toriques sont présents pour permettre l'étanchéité du système. Par la suite, les déformations sont enregistrées pour des incréments de 200 psi jusqu'à 6000 psi. La droite obtenue est comparée à celle obtenue avec un modèle numérique par élément finis. En effet, à l'aide du logiciel Ansys Workbench, le un modèle axisymétrique est utilisé pour obtenir les déformations tangentielles sur la paroi externe de l'anneau. Les dimensions et les propriétés mécaniques de l'anneau sont respectées dans le modèle. De plus, la surface d'application de la charge sur la paroi interne du modèle numérique correspond à celle de l'anneau testé située entre les deux joints toriques lors de l'essai expérimental. Grâce à cette comparaison, il est possible d'extrapoler les résultats à haute température avec le modèle puisqu'il n'est pas possible de réaliser l'essai avec de l'huile hydraulique chauffée à plus de 400°C. La figure 2.16 présente les droites de l'essai expérimental et du modèle numérique incluant la calibration numérique à haute température.

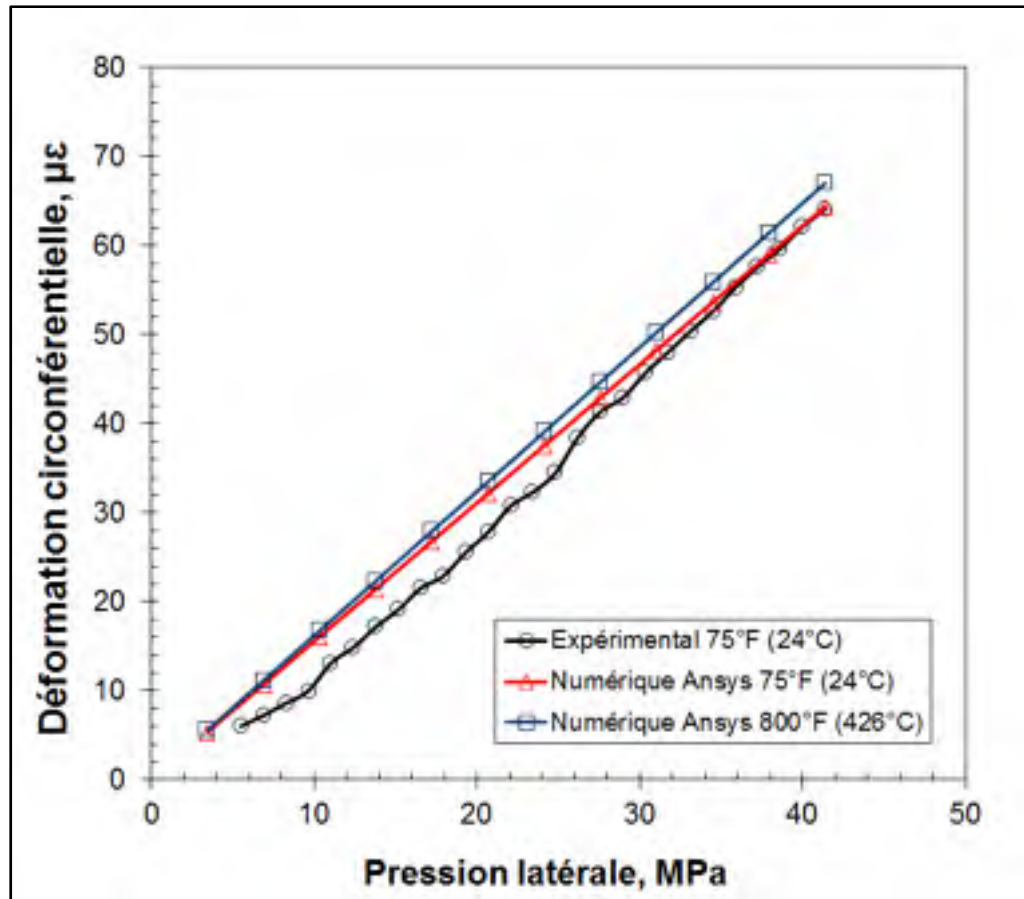


Figure 2.16 Calibration de l'anneau métallique

Ainsi une légère différence existe entre l'expérimentation et le modèle numérique à la température ambiante. La différence est plus importante lorsque les déformations sont petites. Le modèle numérique indique une très faible différence entre les droites à l'ambiante et à température élevée. Grâce à ces calibrations, il est maintenant possible d'exploiter ces déformations enregistrées pour en déduire la pression latérale et la force exercées sur la garniture avec précision.

## **2.6 Conclusion**

Ce chapitre a permis d'introduire le banc d'essai unique en son genre utilisé pour la caractérisation des garnitures à haute température. Les différents instruments du banc d'essai ont été calibrés et compensés thermiquement avant leur utilisation dans les essais de caractérisation. Des procédures expérimentales ont été développées et décrites dans ce chapitre. Celles-ci sont utilisées pour caractériser les propriétés des garnitures de tresses de valves à haute température, à s'avoir les courbes de contrainte-déformation, le coefficient de transmission de la pression latérale, le coefficient d'expansion thermique et le fluage.

## CHAPITRE 3

### RÉSULTATS ET ANALYSE

#### 3.1 Introduction

Dans ce présent chapitre, les résultats des différents tests effectués sur les deux garnitures sont présentés. Il est important de noter que les résultats présentés sont obtenus en suivant les procédures d'essais décrites dans le chapitre précédent. De plus, les données sont traitées et analysées pour obtenir les propriétés mécaniques étudiées. Les résultats sont présentés selon ces dernières. Dans la première section, le coefficient de transmission de la pression latérale est donné en fonction de la contrainte axiale pour plusieurs températures. Les courbes de contrainte-déplacement pour différentes températures sont ensuite couvertes dans la section suivante. Le coefficient de dilatation thermique en fonction de la température pour différentes contraintes sur la tresse fait partie de la troisième section de ce chapitre. Enfin, les courbes de fluage pour différentes contraintes axiales et de températures sont données et commentées à la fin de ce chapitre. Les variations de la contrainte et de la température ont un effet majeur sur les propriétés mécaniques des garnitures tressées.

#### 3.2 Coefficient de transmission de la pression latérale

Les résultats du coefficient de pression latérale sont présentés sur les figures 3.1 et 3.2. Celles-ci illustrent l'évolution de ce coefficient en fonction de la contrainte axiale pour plusieurs températures différentes. L'axe des abscisses représente la contrainte appliquée sur la tresse en MPa et l'axe des ordonnées correspond au coefficient de pression latérale K. Ce dernier correspond au rapport entre la contrainte axiale de compression appliquée sur la tresse et la pression de contact générée à l'interface entre la tresse et le boîtier.

### 3.2.1 Effets de la contrainte et de la température

Dans tous les cas les figures 3.1 et 3.2 montrent que le coefficient de pression latérale diminue avec l'augmentation de la contrainte de compression. En outre, il est intéressant de constater que ce coefficient augmente avec la température et diminue avec la contrainte de compression pour les deux types de tresses. Ceux-ci s'expliquent par le fait que le matériau étant plus mou à haute température et basse compression, il transmet plus de charge latérale. Les tresses A et B se comportent de façon similaire pour des températures situées entre 176°C et 260°C. Dans le cas de la tresse A, le coefficient de pression latérale se situe entre 0,5 et 0,2 ainsi que 0,7 et 0,5 pour les températures de 176°C et 260°C respectivement. La tresse B semble être légèrement plus élevée. Les droites à 176°C et 260°C présentent un coefficient de 0,62 à 0,38 et 0,8 à 0,66 respectivement. Il est possible d'affirmer que la tresse B possède un coefficient de pression latérale plus stable en fonction de la contrainte, puisque l'écart entre la basse et la haute pression est moins important que pour la tresse A. Ces résultats vont dans le même sens que les recherches antérieures à température ambiante. Les coefficients de pression de contact latéral obtenus lors des études précédentes sont entre 0,5 et 0,8 à température ambiante dépendamment du matériau de la tresse.



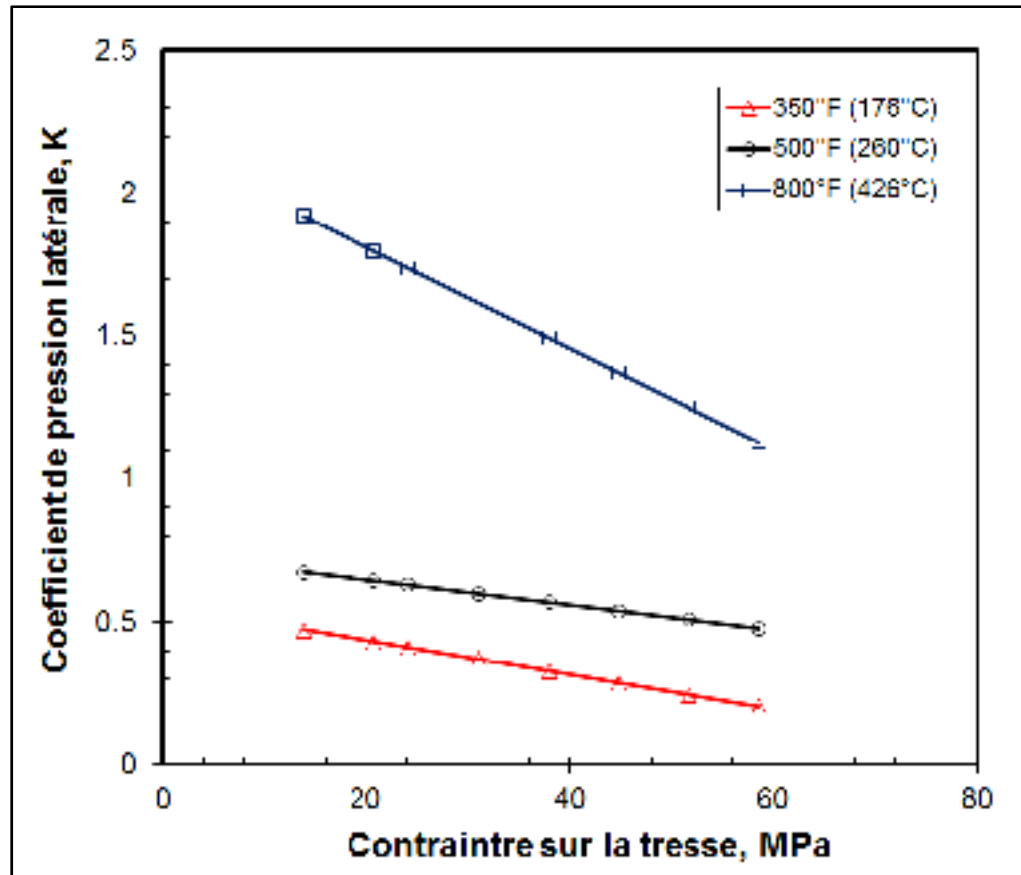


Figure 3.1 Coefficient de pression latérale de la tresse (A)

Les résultats à 426°C montrent que le coefficient de pression latérale excède la valeur de 1 pour les deux tresses étudiées. La tresse A à la figure 3.1 passe de 1,9 à 1,1 pour une contrainte de 2000 à 8500 psi tandis que la tresse B se situe entre 1,36 à 0,88 pour les mêmes contraintes. Un coefficient de transmission de la pression latérale supérieur à 1 n'est pas fréquent dans la littérature. En effet, à notre connaissance il n'existe pas de matériau de garniture ayant un coefficient de pression de contact excédant 1. Cela sous-entend que la pression de contact latérale transmise sur le boîtier et la tige est supérieure à la contrainte de compression appliquée sur la tresse. Il est possible de penser que les deux matériaux de tresses testées subissent un gonflement à partir d'une certaine température. Ce résultat reste en grande partie inexplicé pour l'instant et une étude du comportement de ces garnitures à très haute température proche de 800°F est requise.

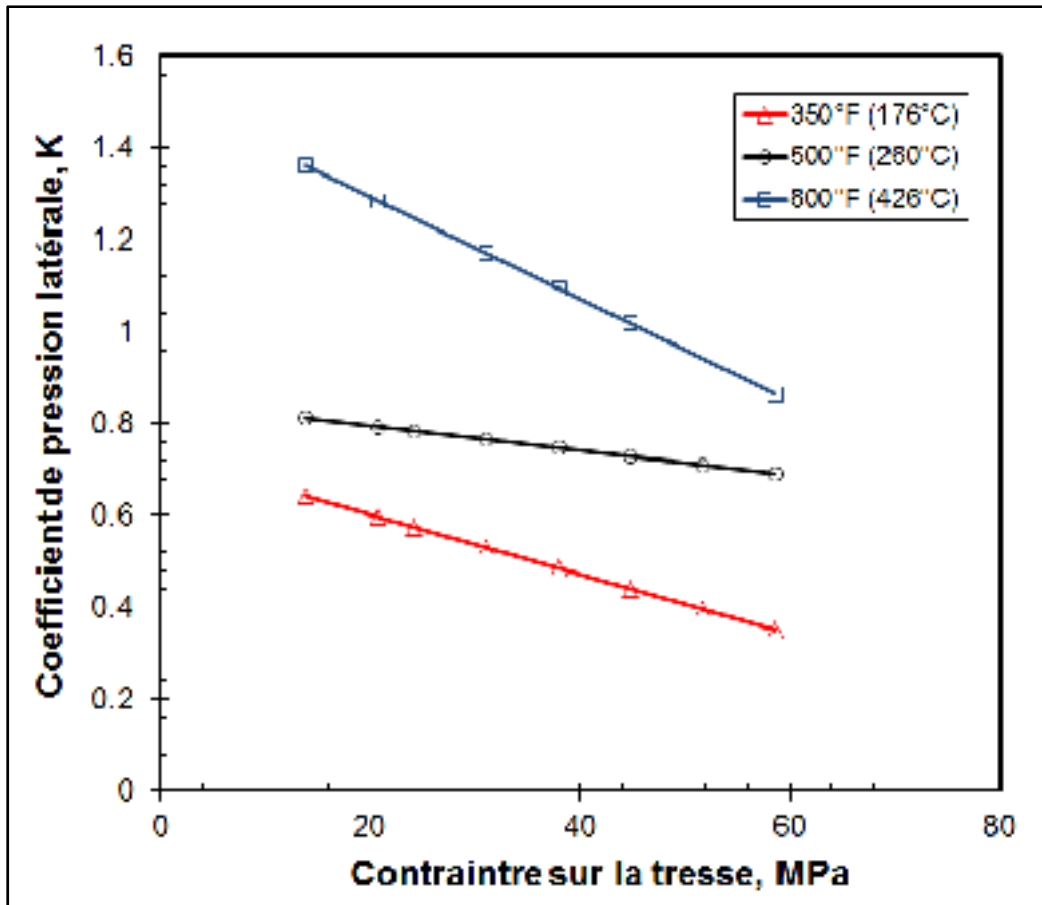


Figure 3.2 Coefficient de pression latérale de la tresse (B)

### 3.3 Résultats des courbes contrainte-déplacement

Les courbes de contrainte-déplacement pour les deux types de tresses sont présentées dans les figures 3.3 et 3.4. Celles-ci montrent que la relation entre l'écrasement axial de la tresse et la contrainte de compression appliquée est fortement non-linéaire. L'ordonnée et l'abscisse de ces graphiques représentent respectivement la contrainte sur la tresse entre 0 et 58,6 MPa ainsi que le déplacement axial de la tresse en millimètres. Ces courbes ont été obtenues pour des températures différentes entre 176°C et 426°C. Ces données sont nécessaires lors de la modélisation du comportement de la tresse lors des analyses par éléments finis. L'effet de la température est donnée à titre indicatif puisque les tresses sont généralement comprimées

température ambiante. Cependant, ces résultats peuvent être utilisés advenant un resserrage à chaud est requis.

### **3.3.1 Effet de la température**

En ce qui concerne la garniture A les résultats présentés à la figure 3.3 montre que la température n'affecte pas de façon importante le déplacement axial de la tresse. Des déplacements maximums de 3,05 à 3,25 mm pour des températures entre 176°C et 426°C à une contrainte de 63 MPa ont été enregistrés. Les courbes ont la même allure et sont presque superposées et donc on peut dire que comportement de la tresse ne semble pas être influencé par la température. Il est à noter que pour une contrainte allant jusqu'à 15 MPa, la tresse s'écrase de façon linéaire et atteint plus de 60% de son écrasement final pour les trois températures du test. Pour des contraintes supérieures à 15 MPa, l'accroissement de l'écrasement de la tresse devient de plus en plus petit avec l'accroissement de la contrainte à cause des pores à l'intérieur de la tresse qui deviennent de plus en plus petits. Cependant, la tresse devenant plus molle à haute température montre une légère augmentation du déplacement.

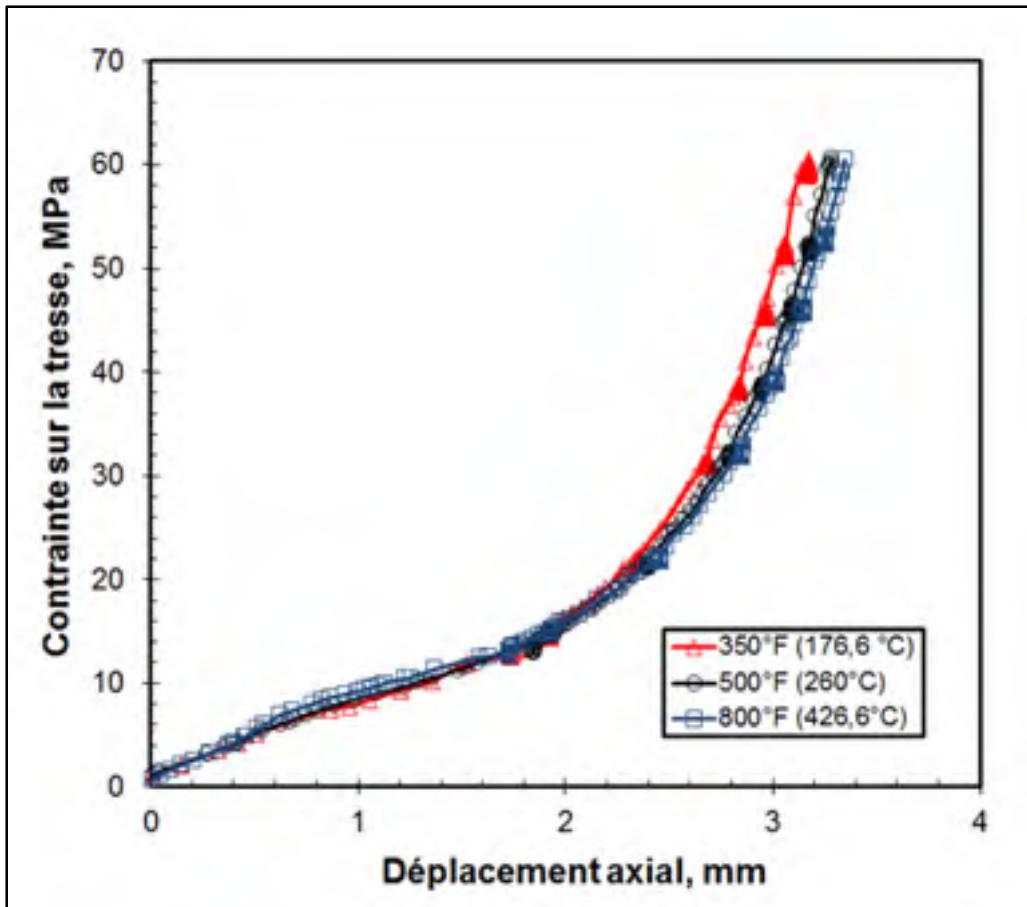


Figure 3.3 Courbes contrainte-déplacement de la tresse (A)

Quant à la tresse B, la figure 3.4 illustre les résultats obtenus du déplacement en fonction de la contrainte. La tresse de type B est légèrement plus influencée par la température, puisqu'un déplacement maximum de 3,62 à 3,25 mm est observé pour des températures entre 176°C et 426°C à une contrainte de 63 MPa. Cependant il est à noter que le déplacement de la tresse est moins élevé lorsque la température du test est plus élevée. Ce comportement peut être expliqué par un durcissement de la tresse due à un rétrécissement des pores ou un remplissage des pores par un matériau aditif ayant un coefficient de Poisson élevé comme le téflon à haute température. Pour une température de 176°C, les pores à l'intérieur de la tresse étant plus importants qu'à 426°C, leur remplissage par ce matériau est moins important. De surcroît, le déplacement est plus grand à 176°C qu'à 426°C, puisque la porosité de la matière de base de la tresse reste plus grande à basse température.

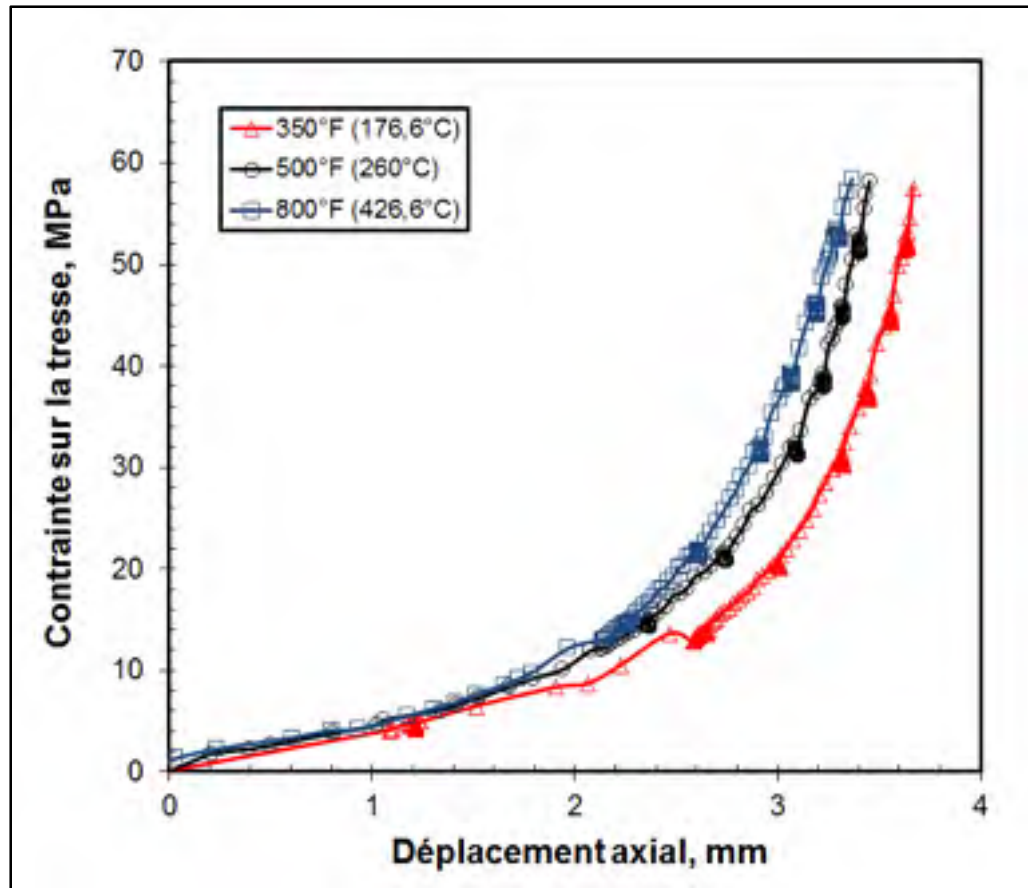


Figure 3.4 Courbes contrainte-déplacement de la tresse (B)

### 3.4 Coefficient de dilatation thermique

Les résultats du coefficient de dilatation thermique des tresses de valves en fonction de la température pour différentes contraintes sont présentés aux figures 3.5 et 3.6. L'axe des abscisses de ces graphiques représente la température de la tresse entre 30°C et 426°C tandis que l'axe des ordonnées est le coefficient de dilatation thermique des tresses étudiées. Le coefficient de dilatation thermique est analysé pour trois contraintes de compressions afin d'étudier l'effet du niveau de compression des pores sur la dilatation thermique. Ce coefficient de dilatation thermique a une influence sur la pression de contact lors des cycles thermiques, puisque celui-ci est plusieurs fois plus grand que celui de l'acier du boîtier et de la tige. Lors d'une diminution de la température, les tresses risquent de se rétracter 10 fois

plus que le boîtier et ainsi occasionner des fuites. L'effet de la contrainte sur le coefficient est mis en évidence dans cette étude.

### **3.4.1 Effet de la contrainte**

Le coefficient de dilatation thermique augmente de façon linéaire avec la température pour les deux garnitures de tresses testées, et ce, peu importe la contrainte. L'effet de la contrainte est principalement le cœur de ces tests. Les résultats de la tresse A illustrés à la figure 3.5 montrent que le coefficient de dilatation thermique diminue avec le niveau de contrainte. Pour une contrainte de 13,8 MPa, le coefficient varie entre  $55^{\circ}\text{C}^{-1}$  à température ambiante jusqu'à  $94^{\circ}\text{C}^{-1}$  à  $426^{\circ}\text{C}$ . Pour une contrainte plus élevée de 58,6 MPa, le coefficient est beaucoup plus faible, variant entre 32 et  $65^{\circ}\text{C}^{-1}$  pour la même plage de température. Ces valeurs sont entre 3 et 9 fois plus élevées que l'acier ayant un coefficient autour de  $12^{\circ}\text{C}^{-1}$ . La tresse A est composée de graphite en feuille pressé tandis que la tresse B contient du Téflon. La raison déjà évoquée pour expliquer le déplacement plus important à basse température. En effet à haute contrainte, l'expansion est moins importante puisque l'expansion se fait vers l'intérieur des pores.

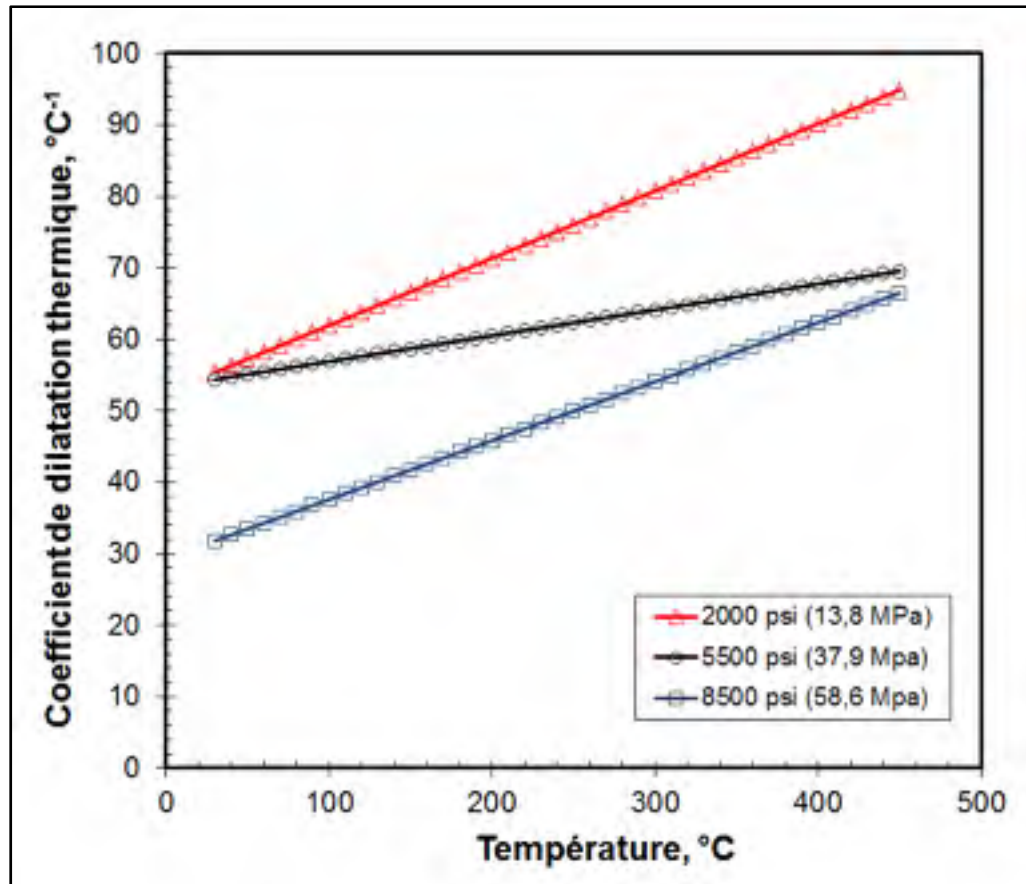


Figure 3.5 Coefficient de dilatation thermique de la tresse (A)

Dans le cas de la tresse B, la figure 3.6 présente les résultats des tests obtenus à différentes contraintes et montre que Le coefficient de dilatation thermique augmente avec le niveau de contrainte. Pour une contrainte de 13,8 MPa, le coefficient de dilatation thermique passe de 45 à température ambiante jusqu'à  $116^{\circ}\text{C}^{-1}$ . Pour une contrainte de 37,9 MPa, le coefficient passe de 50 à  $148^{\circ}\text{C}^{-1}$ . Pour une contrainte encore plus élevée, soit de 58,6 MPa, le coefficient de dilatation thermique est de  $94^{\circ}\text{C}^{-1}$  à  $30^{\circ}\text{C}$  et augmente jusqu'à  $148^{\circ}\text{C}^{-1}$ . La composition de la tresse B est différente de celle de la tresse A. Elle est composée d'un cœur de PTFE qui la rend moins poreuse et permet une dilatation plus importante à haute température. À faible contrainte, la tresse dilate vers l'intérieur et le matériau comble les pores qui ne sont pas réduits de façon significative par la charge, ce qui influence moins

l'expansion du volume de la tresse. Pour une contrainte plus élevée, la taille des pores est réduite et la tresse dilate alors vers l'extérieur ; ce qui augmente le coefficient de dilatation thermique.

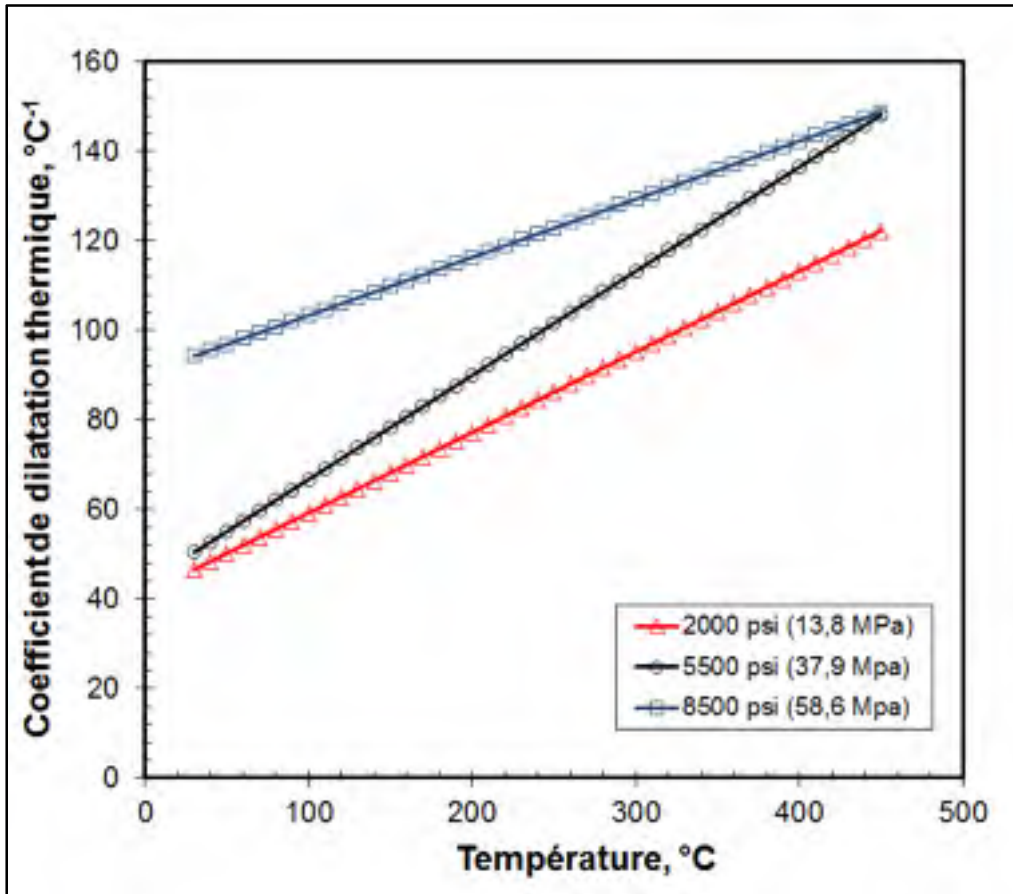


Figure 3.6 Coefficient de dilatation thermique de la tresse (B)

### 3.5 Essais de fluage

Dans cette section, les résultats des tests de fluage sont présentés en fonction de la contrainte de compression pour trois températures différentes. Ces tests de fluage sont réalisés sur une plage de 24 heures, ce qui représente du fluage à court terme. Les graphiques 3.7 à 3.12 ont une abscisse représentée par le temps en minute et une ordonnée affichant la déformation axiale de la tresse due au fluage. Les températures des tests de fluage sont 176°C, 260°C et 426°C et les contraintes sont de 14, 38, 59 MPa. Le fluage est important dans les systèmes de



presse-étoupe, puisque la compression des garnitures des tresses diminue avec le temps et peut causer des fuites. L'effet de la contrainte et de la température sur la déformation axiale dans le temps est commenté dans ce qui suit.

Tout d'abord, la figure 3.7 présente les résultats de fluage de la tresse A à 176°C pour trois contraintes différentes. Dans le cas d'une contrainte de 13,8 MPa, la tresse se déforme de 0,0018 mm/mm après 24 heures. La valeur de déformation est positive, ce qui signifie qu'il y a un écrasement axial de la tresse. Cette allure de courbe reflète les résultats des recherches antérieures réalisées à température ambiante. Cependant pour les contraintes plus élevées de 37,9 et 58,6 MPa, il y a une déformation de -0,0018 et -0,0051 mm/mm après 24 heures. Les courbes de fluage sont inversées. Ces deux courbes sujet un gonflement du matériau et n'ont pas fait d'objet d'aucune étude précédente. Il s'agit d'un comportement assez nouveau dans le domaine du fluage. Il est important de souligné que les essais de fluage des garnitures sont effectués sous compression volumique. Cela sous-entend que le matériau est soumis à un chargement triaxial en compression. Le fait que la déformation soit négative dans ce cas sous-entend que la tresse se dilate ou gonfle dans le temps pour une contrainte et une température constante. L'hypothèse possible pouvant expliquer ce phénomène peut être un dégazage se produisant dans la tresse due à une décomposition d'un composant du matériau de la garniture. Ce gaz peut être produit par la combustion de matière composant la tresse due à l'exposition de la chaleur lequel reste prisonnier dans les pores de la tresse. À basse contrainte, ce gaz est capable de s'échapper de la tresse et occasionne une diminution volumique dans le temps.

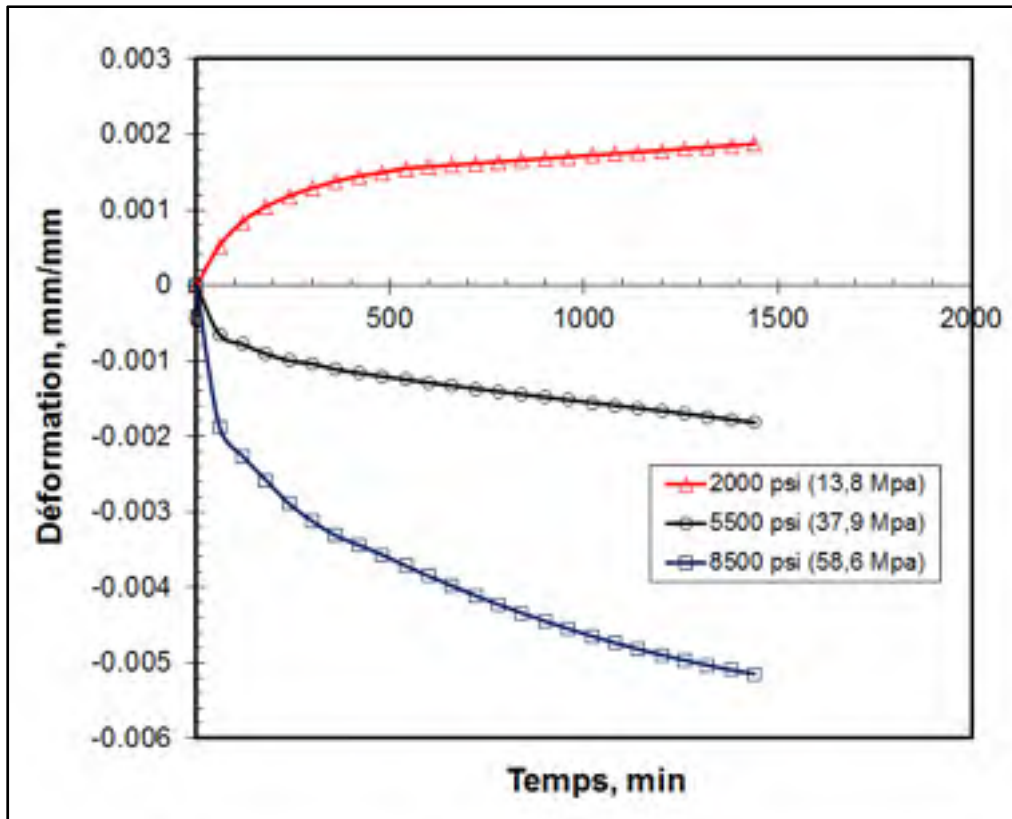


Figure 3.7 Courbes de fluage à 350°F (176°C) de la tresse (A)

Pour une température plus élevée de 260°C, la figure 3.8 illustre les résultats obtenus pour les trois contraintes. À basse contrainte de 13,8 MPa, la tresse de type A se déforme de 0,0032 mm/mm, ce qui représente un écrasement plus sévère qu'à 176°C. Par la suite, les contraintes de 37,9 et 58,6 MPa engendrent encore une fois des déformations négatives, soit de -0,0016 et -0,0024 mm/mm. Ces contraintes plus sévères causent une dilatation volumique de la tresse dans le temps. Ce gain volumique est lié au dégazage emprisonné dans la tresse lors de la chauffe pour des contraintes élevées.

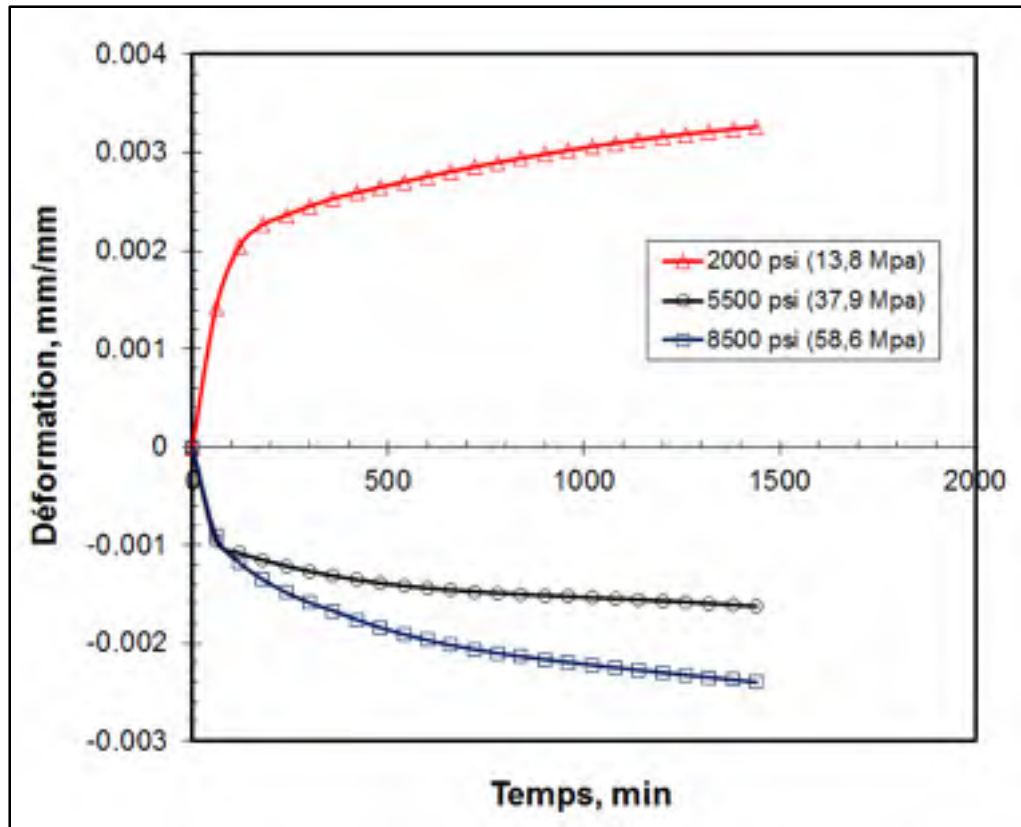


Figure 3.8 Courbes de fluage à 500°F (260°C) de la tresse (A)

La figure 3.9 présente les résultats des tests de fluage à 426°C. Le comportement de la tresse A à cette température ne reflète pas les courbes précédentes illustrées aux figures 3.7 et 3.8. Pour une contrainte de 13,8 MPa, la déformation de la tresse A ne semble pas se stabiliser, même après 24 heures. Pour une contrainte de 37,9 MPa, une déformation de -0,0015 mm/mm est enregistrée et semble être stable après un temps d'attente de 24 heures. Enfin, une déformation de -0,0043 mm/mm est obtenue à 58,6 MPa. À contrainte élevée, un temps d'attente supérieur à 24 heures est nécessaire pour stabiliser les déformations dues au fluage. Les tests réalisés à 426°C engendrent des déformations négatives peu importe la contrainte. Cet état peut être expliqué par le fait que le dégazage durant l'exposition de la chaleur reste confiné et cause un gonflement.

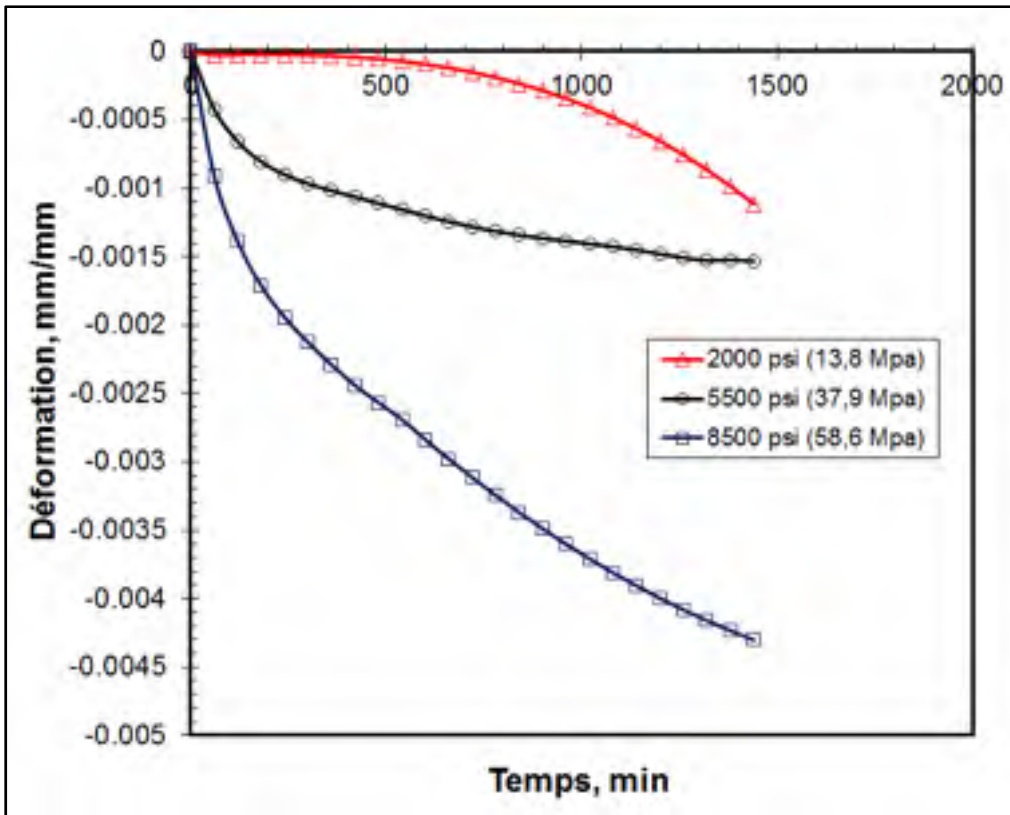


Figure 3.9 Courbes de fluage à 800°F (426°C) de la tresse (A)

Les figures 3.10, 3.11 et 3.12 sont les résultats de fluage volumique de la tresse de type B. Les tests sont réalisés dans les mêmes conditions de températures et de contraintes que les tests de fluage précédents. Tout d'abord, la figure 3.10 illustre les résultats obtenus à 176°C pour les trois contraintes suggérées. À faible contrainte, une déformation axiale de la tresse de 0,0006 mm/mm est observée, ce qui est très faible. De plus, la déformation est stable dès les 500 premières minutes. Pour la contrainte suivante de 37,9 MPa, la déformation se stabilise à -0,0007 mm/mm après 650 minutes. Pour une contrainte de 58,6 MPa, une déformation axiale de -0,0027 mm/mm ne semble pas se stabiliser après 24 heures. Comme la tresse de type A, les contraintes supérieures à 13,8 MPa engendrent un gonflement de la tresse dans le temps.

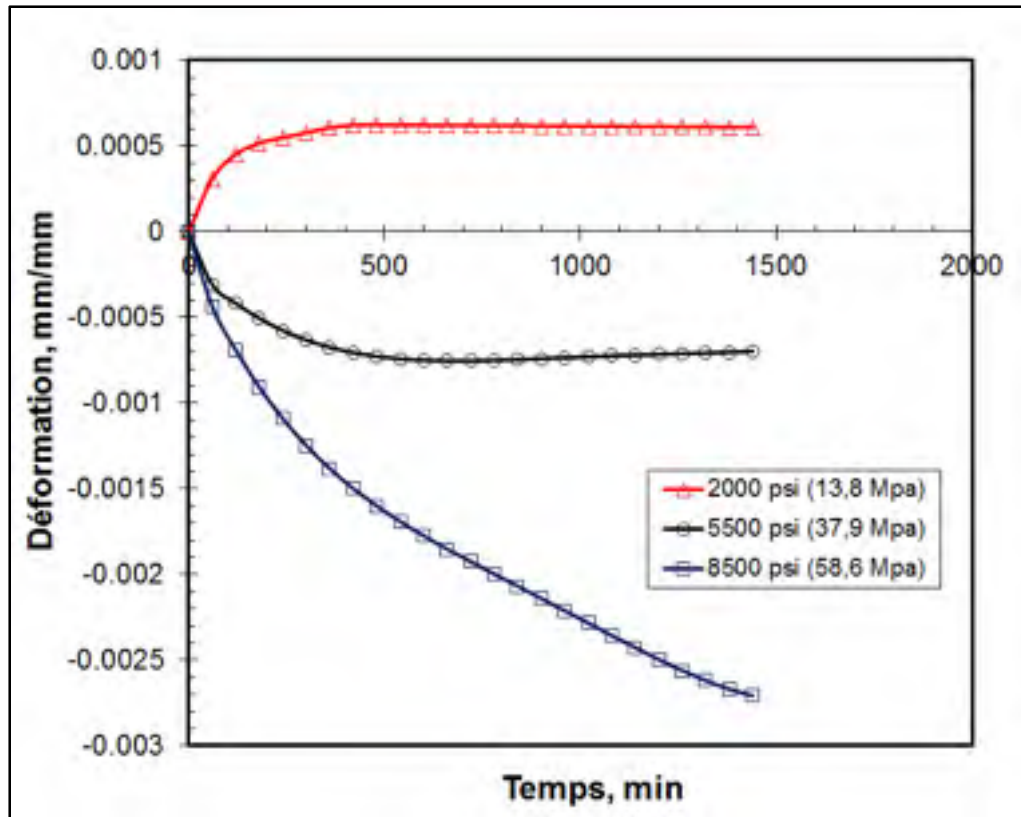


Figure 3.10 Courbes de fluage à 350°F (176°C) de la tresse (B)

Par la suite, la figure 3.11 présente les résultats des tests de fluage à 260°C. Pour une faible contrainte de 13,8 MPa, une déformation maximale de 0,0052 mm/mm est observée après 24 heures d'exposition, ce qui est largement supérieur à celle du test à 176°C. De plus, la déformation n'est pas stable après 24 heures d'attente. Pour les deux autres contraintes testées, des valeurs similaires de -0,0011 mm/mm sont obtenues. Cependant la stabilisation est obtenue dès les 300-400 premières minutes. Pour cette température, la déformation de la tresse est similaire dans les deux cas de contraintes de 37,9 et 58,6 MPa.

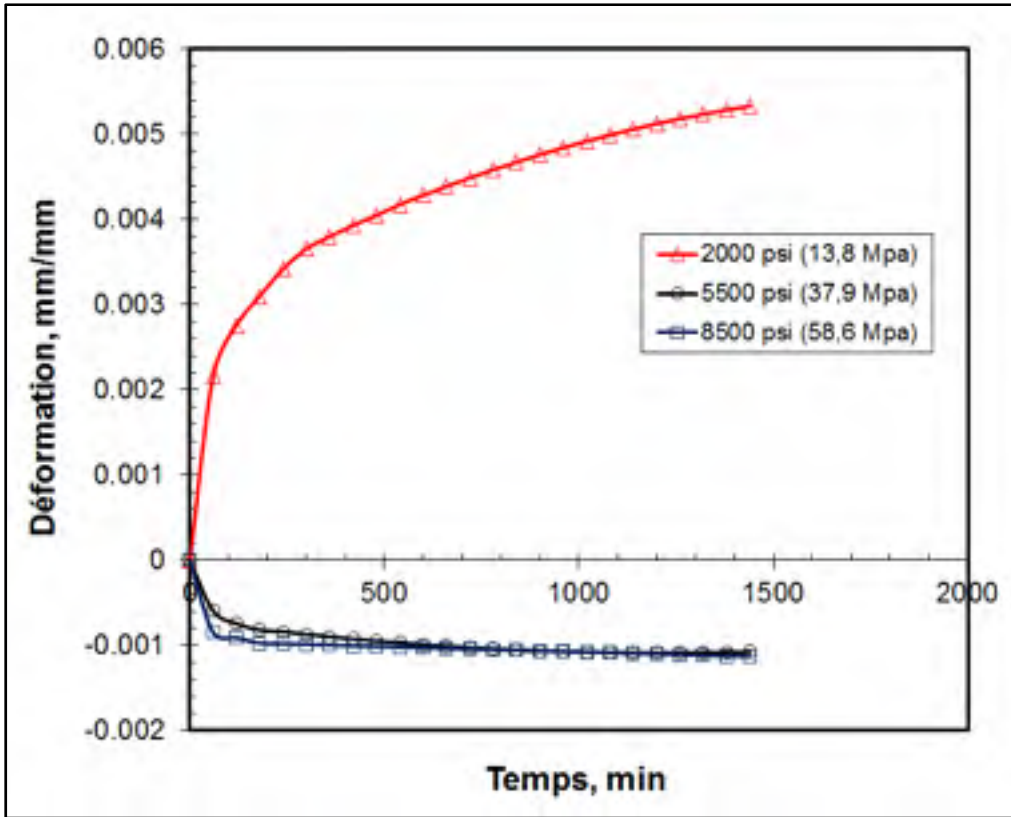


Figure 3.11 Courbes de fluage à 500°F (260°C) de la tresse (B)

Enfin, la figure 3.12 illustre les résultats des essais de fluage à 426°C. À première vue, l'allure des courbes sont positive contrairement aux tests précédents. Ces courbes présentent toutes un écrasement axial de la tresse dans le temps ; ce qui apparait plus logique. Cependant, contrairement aux essais de fluage en traction avec chargement uniaxial, la déformation est plus petite pour les charges plus grandes.

En effet, pour une contrainte de 13,8 MPa, la déformation atteint 0,0148 mm/mm et se stabilise après 600 minutes. Pour une contrainte plus élevée de 37,9 MPa, la déformation ne semble pas être stable après 24 heures de fluage, mais elle est inférieure aux déformations générées à 13,8 MPa. Finalement, la déformation causée par une contrainte de 58,6 MPa est de 0,0082 mm/mm, ce qui est inférieur aux deux autres déformations de ce même graphique. Ainsi, il est possible d'affirmer que les déformations dues au fluage diminuent en fonction de la contrainte sur la tresse à 426°C. D'un autre côté, il est aussi possible de voir que pour

toutes les contraintes les déformations sont positives comparativement aux températures plus basses des figures 3.10 et 3.11. La raison est sans doute que pour des températures élevées comme celle de 426°C, le dégazage est moins important. Il y a alors contraction volumique de la tresse.

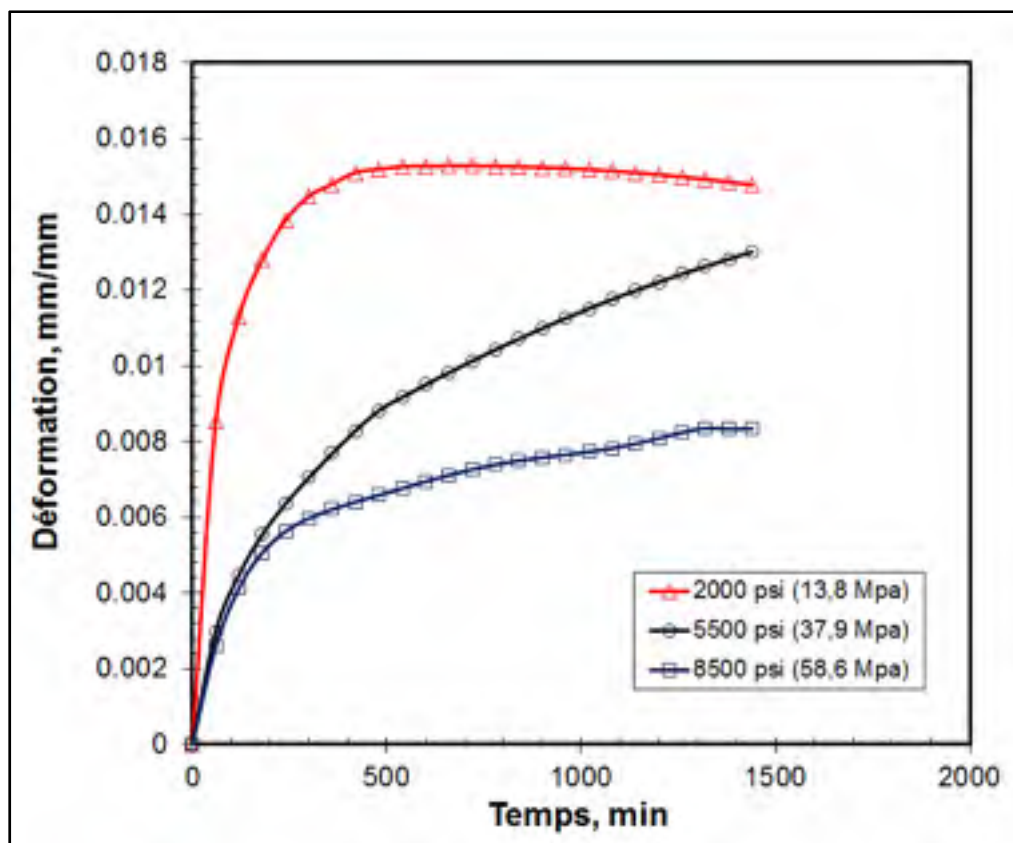


Figure 3.12 Courbes de fluage à 800°F (426°C) de la tresse (B)





## CONCLUSION

Cette étude sur la caractérisation mécanique des tresses de valves à haute température a été un succès tout au long du projet. A notre avis ce travail est unique et contient des résultats qui sont publiés pour la première fois puisque selon les recherches que nous avons entreprises il n'y pas des travaux dans la littérature qui traite du même sujet. Tout d'abord, il importe de rappeler brièvement la raison de cette étude. Les valves dans les systèmes pressurisés sont propices aux fuites du fluide qu'ils contiennent. Ces composantes sont sujettes à deux types de fuites, à savoir les fuites interne ou externe. Les fuites internes ne font pas l'objet de ce projet, tandis que les fuites externes en font partie. Les valves utilisent des garnitures tressées qui permettent l'étanchéité contre les fuites externes. Elles empêchent le fluide de sortir à l'extérieur de la valve. Afin d'être en mesure de prévenir ces fuites externes en opération, il est nécessaire de comprendre le comportement des garnitures tressées dans des conditions à température élevée. L'étude de leurs propriétés mécaniques à haute température est nécessaire pour garantir une performance sous certaines conditions. Très peu d'études ont été faites sur le comportement des tresses de valves à haute température, d'où l'importance de ce projet.

Nous allons rappeler les objectifs de ce projet dans l'ordre accompli. Premièrement, des modifications ont été apportées sur le banc d'essai afin de rendre l'étude de la caractérisation des garnitures tressées à haute température possible. Tout d'abord, lors des travaux antérieurs exercés sur ce banc d'essai, les essais ont révélé un problème d'extrusion de la garniture tressée dans l'anneau métallique. L'ajout d'une bague anti-extrusion sous la tresse a permis de résoudre ce problème. Cette modification a permis d'obtenir des résultats de déplacement de la tresse fiables et reflétant la réalité. Par la suite, l'ajout d'un ventilateur devant le teneur hydraulique a permis d'assurer le maintien d'une température basse de l'huile et de la jauge de déformation dans la tige. Deuxièmement, la mise en fonction du banc d'essai a été complétée. Cela inclut la modification du programme LabView permettant l'enregistrement des données, les calibrations des instruments de mesure, les compensations thermiques des extensomètres, du capteur de charge et de la jauge de déformation à haute température et

enfin la validation du banc d'essai. De plus, une procédure de tests a été développée pour chacune des propriétés mécaniques étudiées afin d'être en mesure de reproduire les tests dans le futur. Cet objectif a pour but de développer une procédure de caractérisation mécanique des garnitures de compression à haute température du type de procédure d'essai ASTM. Dernièrement, deux types de tresses ont été testés selon les procédures de tests développées afin de déterminer les propriétés mécaniques à haute température.

Les résultats concernant le coefficient de pression latérale démontrent qu'il diminue en fonction de la contrainte de compression pour les deux types de tresses. Pour les tresses de type A et B, les coefficients diminuent de 0,7 à 0,2 et 0,8 à 0,4 en fonction de la contrainte pour des températures entre 176°C et 260°C. Ces résultats semblent être en accord avec ceux obtenus à température ambiante dans la littérature. Cependant, pour les températures élevées de 426°C, le coefficient de transmission de la pression de contact dépasse la valeur 1 pour les deux types de tresses, ce qui n'est pas commun. Cela sous-entend que la pression de contact est plus élevée que la contrainte appliquée sur la tresse. À température élevée, le coefficient est 2 à 4 fois plus grand qu'à basse température.

Les courbes de contrainte-déplacement montrent que la température affecte peu l'écrasement de la tresse et en particulier la tresse A. Cependant, la tresse de type B s'écrase moins à haute température qu'à basse température ; ce qui a priori apparaît comme étant rare pour un matériau poreux. Nous l'avons expliqué par une réduction des pores à l'échauffement ou leur remplissage par un composant ayant un coefficient de Poisson élevé comme le téflon, ce qui réduit la compression possible de la tresse à haute température.

Le coefficient de dilatation thermique varie en fonction de la charge pour des matériaux poreux selon des études antérieures. C'est la raison qui nous a poussés à effectuer des essais pour obtenir ce coefficient à plusieurs contraintes. Au niveau de la tresse A, le coefficient diminue en fonction de la contrainte. Pour une contrainte de 13,8 MPa, le coefficient de dilatation thermique varie en fonction de la température entre 55 et 94°C<sup>-1</sup>. Pour une contrainte de 58,6 MPa, le coefficient est plus faible. Cela peut être expliqué par le fait que le

matériau devient mou et la dilatation se fait vers l'intérieur des pores à contrainte élevée. Dans le cas de la tresse B, l'opposé se produit. Le coefficient augmente en fonction de la contrainte. À basse contrainte, le coefficient de dilatation thermique est entre  $45$  et  $116^{\circ}\text{C}^{-1}$ . À contrainte élevée, des valeurs entre  $94$  et  $148^{\circ}\text{C}^{-1}$  sont obtenues, ce qui est en moyenne 1,6 fois plus grand. Puisque la tresse B contient beaucoup de pores à faible contrainte elle dilate vers l'intérieur des pores, ce qui n'influence pas le coefficient de dilatation lequel est obtenu partir de la variation de hauteur de la tresse laquelle est moins affectée. Pour une contrainte plus importante, les pores sont assez comprimés pour que le matériau de la tresse se dilate à l'extérieur des pores. La contrainte élevée influence à la hausse le coefficient de dilatation thermique.

Les résultats de fluage sont les derniers tests effectués afin de compléter cette étude. L'effet de la contrainte a été analysé pour des températures se situant entre  $176$  et  $426^{\circ}\text{C}$ . Tout d'abord, les déformations dues au fluage de la tresse A diminuent son volume à basse contrainte pour des températures entre  $176$  et  $260^{\circ}\text{C}$ . Pour des contraintes supérieures à  $13,8$  MPa, les déformations augmente le volume de la tresses, et ce, peu importe la température étudiée. Celles-ci sont dues à un gonflement de la tresse dans le temps. La dégradation probable d'un composant du matériau provoque un dégazage en raison de l'exposition à la chaleur ; ce qui produit un gain volumique dans le temps. Le comportement de la tresse B soumis au fluage est relativement similaire à celui de la tresse A. Toutefois, pour une température élevée de  $426^{\circ}\text{C}$ , les déformations produisent un gain volumique contrairement à la tresse A. À basse contrainte, les déformations de la tresse sont plus importantes que celles à contrainte élevée. Cela s'explique par l'habilité du gaz emprisonné dans les pores à s'échapper de la tresse plus facilement à base contrainte, ce qui n'engendre pas de gain volumique et permet l'affaissement de la tresse dans le temps. Pour les contraintes plus élevées, les pores sont déjà comprimés par la compression et la dilatation thermique de la matière dans les pores ; ce qui limite le fluage. Ainsi, l'écrasement de la tresse dans le temps devient plus difficile qu'à basse contrainte.

Pour conclure, cette étude a permis l'obtention les premiers résultats concernant les propriétés mécaniques des tresses de valves à haute température. Les procédures développées dans ce projet peuvent être utilisées afin de caractériser d'autres types de garniture de compression utilisées à haute température.

## RECOMMANDATIONS

Afin de poursuivre l'étude de la caractérisation mécanique des tresses de valves à haute température, certaines recommandations sont envisageables pour avancer la recherche dans ce domaine.

- Les extensomètres sont des instruments dont les données sont très importantes lors de l'analyse des résultats. Ces instruments sont à base de jauges les quelles ont une dérive importante de 0.2 mm. Il serait très intéressant de remplacer les jauges par des LVDTs. Un troisième extensomètre avec une disposition de 120° donnerait une bonne moyenne de l'écrasement de la tresse qu'avec deux extensomètres à 180°.
- La rigidité du montage peut avoir une influence sur la caractérisation mécanique des tresses. Ainsi, il serait intéressant d'étudier l'effet de la rigidité du montage sur certaines propriétés mécaniques des tresses. Afin d'être en mesure d'étudier ce paramètre, nous suggérons de rajouter des rondelles Belleville de différentes épaisseurs pour voir l'effet de la rigidité.
- Les tresses de valves sont installées dans des systèmes durant plusieurs jours voir des années. Les propriétés des matériaux exposés à la chaleur évoluent avec le temps et peuvent prendre plusieurs jours avant de se stabiliser. C'est pour cela que des tests de fluage à moyen terme sur des périodes de plusieurs jours sont recommandés.
- Les tresses de valves sont sollicitées en compression volumique contrairement aux joints plats qui, eux, sont sollicités par compression uniaxiale. Cette différence complique l'analyse du comportement des tresses de valves soumis au fluage. L'utilisation d'une loi sur le fluage volumique de la tresse serait envisageable pour obtenir des résultats se rapprochant de la réalité.
- Afin de valider les résultats des tests expérimentaux, il serait intéressant de développer un modèle numérique avec une approche par éléments finis ou bien même un modèle analytique afin de comparer les résultats des propriétés mécaniques étudiées.

- Afin de s'assurer d'une homogénéité de la température dans le système, il serait intéressant d'améliorer l'isolation du système de chauffage afin de bien conserver la chaleur dans le four. Avec une meilleure homogénéité de la température à travers le montage, les résultats seront plus fiables.
- Pour optimiser le temps de stabilisation de la température cible, il serait plus judicieux d'ajuster le PID du contrôleur de température en fonction des différents niveaux de températures des essais. De cette façon, les oscillations autour de la température de consigne seront réduites et la température cible serait atteinte en un temps optimal.
- Enfin, ce projet avait pour but de tester deux types de tresses utilisées dans des systèmes à haute température. Il serait intéressant de tester d'autres types de tresses pour élargir les connaissances sur le comportement des tresses à haute température.

## BIBLIOGRAPHIE

- API-622. 2011. « Type testing of process valve packing for fugitive emissions ».
- API-624. 2011. « Type Testing of Rising Stem Valves Equipped with Flexible Graphite Packing for Fugitive Emissions ».
- Benabdallah, Samir. 2012. « Amélioration de la procédure d'essai d'éclatement de joints d'étanchéité à base de téflon ». École de technologie supérieure.
- Bouزيد, Abdel-Hakim, Michel Derenne, Luc Marchand et James R Payne. 2001. « Service temperature characterization of polytetrafluoroethylene-based gaskets ». *Journal of testing and evaluation*, vol. 29, n° 5, p. 442-452.
- Briskman, BA, et KB Tlebaev. 2008. « Radiation effects on thermal properties of polymers. II. Polytetrafluoroethylene ». *High Performance Polymers*, vol. 20, n° 1, p. 86-114.
- Diany, Mohammed, et Abdel-Hakim Bouزيد. 2009a. « Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis ». *Tribology international*, vol. 42, n° 6, p. 980-986.
- Diany, Mohammed, et Abdel-Hakim Bouزيد. 2009b. « Short term relaxation modeling of valve stem packings ». *Journal of Tribology*, vol. 131, n° 3, p. 032201.
- Diany, Mohammed, et Abdel-Hakim Bouزيد. 2011. « An experimental-numerical procedure for stuffing box packing characterization and leak tests ». *Journal of Tribology*, vol. 133, n° 1, p. 012201.
- Diany, Mohammed, et Abdel-Hakim Bouزيد. 2012. « Creep constitutive law of packing materials based on relaxation tests ». *Journal of Tribology*, vol. 134, n° 1, p. 012202.
- Flitney, R. 1986. « Mechanical seals for the process industries ». *Chemical Engineer*, n° 428, p. 37-39.
- ISO-15848-1. 2006. « Industrial Valves-measurement, test and qualification procedure for fugitive emissions-Part: 1 Classification System and qualification Procedures for type testing of valves ».
- ISO-15848-2. 2003. « Industrial Valves-measurement, test and qualification procedure for fugitive emissions-Part: 2 Production acceptance test of valves ».

- Kazemina, Mehdi, et Abdel-Hakim Bouzid. 2015. « Analysis of stresses and strains in packed stuffing-boxes ». In *ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference*. p. V005T11A019-V005T11A019. American Society of Mechanical Engineers.
- Kazemina, Mehdi, et Abdel-Hakim Bouzid. 2016. « Characterization and modeling of time-dependent behaviour of braided packing rings ». In *ASME 2016 Pressure Vessels and Piping Conference*. p. V002T02A014-V002T02A014. American Society of Mechanical Engineers.
- Kockelmann, Hans, Jaroslav Bartonicek, Eberhard Roos, Rolf Hahn et Werner Ottens. 2009. « Long Term Behaviour of Stuffing Box Packings Under the Influence of Fluids at High Temperature ». In *ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference*. p. 35-39. American Society of Mechanical Engineers.
- Ochoński, W. 1988. « Radial stress distribution and friction forces in a soft-packed stuffing-box seal ». *Tribology International*, vol. 21, n° 1, p. 31-38.
- Rae, PJ, et DM Dattelbaum. 2004. « The properties of poly (tetrafluoroethylene)(PTFE) in compression ». *Polymer*, vol. 45, n° 22, p. 7615-7625.
- Veiga, José CC, Gustavo M Da Silva, Carlos DB Girão Barroso et Joel Baulch. 2014. « Valve Packing Research and Development Equipment ». In *ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference*. p. V002T02A008-V002T02A008. American Society of Mechanical Engineers.



