

Thèse

# Analyse de la transmission des sollicitations tribologiques dans un presse-garnitures de robinet pour en maîtriser l'effort de manœuvre et l'étanchéité

Présentée devant  
L'institut national des sciences appliquées de Lyon

Pour obtenir  
Le grade de docteur

École doctorale Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA) de Lyon  
Spécialité : Mécanique

Par  
Xiao Joe HO  
(Ingénieur ENI Metz)

Soutenue le 3 octobre 2013 devant la Commission d'examen

## Jury MM.

---

Directeur	Y. BERTHIER	Directeur de recherche, LaMCoS, INSA, Lyon
Directrice	M. BUSQUET	Docteur, LaMCoS, INSA, Lyon
Rapporteur	A. ELEOD	Professeur, Univ. Technique Budapest, Hongrie
Examineur	D. HERSANT	Docteur, EDF-R&D, Moret-sur-Loing
Examineur	G. MONTEIL	Professeur, FEMTO-ST, Besançon
Directeur	A. SAULOT	Docteur, LaMCoS, INSA, Lyon
Invité	A.A. TORRANCE	Professeur Emérite, Trinity College, Dublin
Rapporteur	H. ZAIDI	Professeur, LMS, Poitiers

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de L'INSA de Lyon



**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales - Quinquennal  
2011-2015**

<b>SIGLE</b>	<b>ECOLE DOCTORALE</b>	<b>NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE</b>
<b>CHIMIE</b>	<u><b>CHIMIE DE LYON</b></u> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a>  Insa : R. GOURDON	<b>M. Jean Marc LANCELIN</b> Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<u><b>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</b></u> <a href="http://edeea.ec-lyon.fr">http://edeea.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 65 55 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<u><b>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</b></u> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a>  Insa : H. CHARLES	<b>Mme Gudrun BORNETTE</b> CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 <a href="mailto:e2m2@univ-lyon1.fr">e2m2@univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<u><b>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ</b></u> <a href="http://www.ediss-lyon.fr">http://www.ediss-lyon.fr</a>  Sec : Samia VUILLERMOZ Insa : M. LAGARDE	<b>M. Didier REVEL</b> Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 <a href="mailto:Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr">Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<u><b>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES</b></u> <a href="http://infomaths.univ-lyon1.fr">http://infomaths.univ-lyon1.fr</a>  Sec :Renée EL MELHEM	<b>Mme Sylvie CALABRETTO</b> Université Claude Bernard Lyon 1 INFOMATHS Bâtiment Braconnier 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44.82.94 Fax 04 72 43 16 87 <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<u><b>MATERIAUX DE LYON</b></u> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr">Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<u><b>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</b></u> <a href="http://mega.ec-lyon.fr">http://mega.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<u><b>ScSo*</b></u> <a href="http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/">http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/</a>  Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT	<b>M. OBADIA Lionel</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 <a href="mailto:Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr">Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr</a>

\*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie



## Résumé

Depuis plus de 150 ans, le presse-garnitures (ou presse-étoupes) est le moyen le plus simple de réaliser l'étanchéité d'un robinet tout en permettant le mouvement de la tige pour ouvrir/fermer le robinet. C'est aussi la principale cause de fuites sur un robinet. Malgré l'utilisation de garnitures en graphite expansé qui réduit de manière significative le nombre de fuites, des problèmes comme l'augmentation de l'effort de manœuvre de la tige y ont été aussi associés. L'amélioration de l'étanchéité tout en réduisant l'effort de manœuvre de la tige est constamment recherchée sur un presse-garnitures de robinet afin d'optimiser industriellement.

Pour atteindre cet objectif, le presse-garnitures est au cœur des études scientifiques et industrielles depuis 1957. Toutes les études identifiées dans la littérature ne permettent pas de maîtriser l'étanchéité et l'effort de manœuvre puisqu'elles ne prennent pas en compte le troisième corps présent dans le contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige. Les travaux de cette thèse proposent alors d'étudier le comportement tribologique du contact tige-garnitures. La démarche adoptée nécessite d'identifier les conditions de contact, ce qui est difficile par une instrumentation directe. Il faut donc reconstituer ces conditions par le couplage entre une approche expérimentale et une approche numérique.

L'approche expérimentale est utilisée pour reproduire les conditions du contact tige-garnitures sur un banc d'essai simulant le fonctionnement d'un robinet à l'échelle 1:1. Afin d'améliorer la compréhension du comportement tribologique, des caractérisations tribologiques ont été réalisées sur la tige et les garnitures en graphite expansé après essai. Ainsi, elles ont permis de définir le circuit tribologique du contact tige-garnitures, qui contrôle à la fois l'étanchéité autour de la tige et l'effort de manœuvre. En effet, les débits du troisième corps contrôlent l'étanchéité tandis que le mécanisme d'accommodation de vitesse du troisième corps par cisaillement contrôle l'effort de manœuvre.

Afin de compléter l'analyse expérimentale précédente, une approche numérique a été utilisée par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis. Le modèle permet d'évaluer la qualité d'étanchéité d'un presse-garnitures, vis-à-vis de la pression du fluide à étancher. De plus, l'influence du frottement aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures sur l'étanchéité et l'effort de manœuvre est mise en évidence par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.

Les travaux de cette thèse permettent l'appréciation de l'importance de prendre en compte l'influence du troisième corps dans un contact. Dans le cas d'un presse-garnitures, le troisième corps dans le contact tige-garnitures modifie des conditions de contact et celles-ci influent à leur tour l'étanchéité autour de la tige et l'effort de manœuvre.



## Abstract

For over 150 years, compression packing has been the simplest method of sealing a valve while allowing movement of the stem to move to open or close the valve. It is also the major source of valve leakage. Despite the use of flexible graphite packing, which reduces significantly the number of valve leakage incidents, it leads to other problems such as the increasing force required the cycle the stem. Improvement in quality of sealing while decreasing force required the cycle the stem is required in a valve compression packing in order to optimize the industrial system.

To achieve this objective, compression packing has been a topic of scientific and industrial research since 1957. All published research does not allow to control the sealing quality and the force required the cycle the stem as it takes no account of the third body in the stem-packing contact while the stem moves. Thus, the work of this thesis designed to investigate the tribological behaviour of the stem-packing contact. The chosen approach requires identification of the contact conditions, which is practically impossible using local measurement. Hence, the contact conditions should be reconstructed using a coupled experimental and numerical investigation.

The experimental investigation is carried out on a test rig, which simulates a full-scale operated valve to reproduce the conditions of the stem-packing contact. In order to improve the understanding of the tribological behaviour, the tribological characterization is made of the stem and the flexible graphite packing after the test. Hence, they helped to define the tribological circuit of the stem-packing contact, which controls both the sealing quality around the stem and the force required to cycle the stem. Indeed, the third body flow controls the sealing quality while the third body velocity shearing mode controls the force required to cycle the stem.

In order to complete the experimental analysis, numerical investigation is carried out using a finite element model. The model allows to evaluate the sealing quality of a compression packing, with the regards to the fluid pressure. In addition, the influence of friction at the stem-packing and housing-packing interfaces is highlighted through a parametric analysis.

The work in this thesis helps to raise awareness about the importance of taking into account the influence of the third body in a contact. In the case of compression packing, the third body changes the contact conditions which in turn, influence the sealing quality around the stem and the force required to cycle the stem.





# Table des matières

<b>TABLE DES MATIERES .....</b>	<b>9</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>11</b>
<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>13</b>
<b>CHAPITRE 1. LE ROBINET ET SON PRESSE-GARNITURES .....</b>	<b>19</b>
1.1. FONCTIONNEMENT D'UN PRESSE-GARNITURES .....	23
1.1.1. <i>Pression radiale et étanchéité autour de la tige</i> .....	23
1.1.2. <i>Effort de manœuvre et manœuvrabilité de la tige</i> .....	24
1.2. MATERIAUX .....	25
1.2.1. <i>Graphite expansé</i> .....	28
1.2.1.1. <i>Bague d'étanchéité en graphite expansé</i> .....	29
1.2.1.2. <i>Anneau anti-extrusion en graphite expansé</i> .....	30
1.2.2. <i>Inhibiteurs de corrosion</i> .....	31
1.3. ÉTUDES EXISTANTES SUR LE PRESSE-GARNITURES .....	32
1.3.1. <i>Études expérimentales</i> .....	32
1.3.2. <i>Couplage entre des études expérimentales et analytiques</i> .....	36
1.3.3. <i>Couplage entre des études expérimentales et numériques</i> .....	42
1.3.4. <i>Modèle de Cam-clay modifié</i> .....	44
1.3.4.1. <i>Loi élastique</i> .....	45
1.3.4.2. <i>Surface de charge</i> .....	46
1.3.4.3. <i>Loi d'écrouissage</i> .....	47
1.3.4.4. <i>Règle d'écoulement</i> .....	47
1.3.5. <i>Synthèse</i> .....	48
1.4. OUTILS TRIBOLOGIQUES POUR LA COMPREHENSION DU CONTACT TIGE-GARNITURES	50
1.4.1. <i>Concept du troisième corps</i> .....	50
1.4.2. <i>Démarche de caractérisation tribologique</i> .....	53
<b>CHAPITRE 2. CARACTERISATION VOLUMIQUE DES GARNITURES .....</b>	<b>55</b>
2.1. ESSAIS DE COMPRESSION DE GARNITURES .....	58
2.1.1. <i>Détails expérimentaux</i> .....	58
2.1.2. <i>Analyse des résultats expérimentaux</i> .....	62
2.1.2.1. <i>Comportement axial des garnitures en graphite expansé</i> .....	62
2.1.2.2. <i>Comportement radial des garnitures en graphite expansé</i> .....	64
2.2. SIMULATION NUMERIQUE DES ESSAIS DE COMPRESSION .....	68
2.2.1. <i>Détails de la simulation</i> .....	68
2.2.2. <i>Recalage numérique</i> .....	70
2.2.3. <i>Analyse des résultats numériques</i> .....	73
2.3. SYNTHÈSE .....	75

<b>CHAPITRE 3. CARACTERISATION TRIBOLOGIQUE DE L'INTERFACE TIGE-GARNITURES .....</b>	<b>77</b>
3.1. CHOIX DU BANC D'ESSAI .....	80
3.2. ESSAIS REPRODUISANT LES CONDITIONS DU CONTACT TIGE-GARNITURES .....	81
3.2.1. <i>Détails expérimentaux</i> .....	81
3.2.2. <i>Analyse des résultats d'essais</i> .....	85
3.3. CARACTERISATIONS TRIBOLOGIQUES A POSTERIORI.....	88
3.3.1. <i>Détails des caractérisations</i> .....	88
3.3.2. <i>Mécanisme d'accommodation de vitesse</i> .....	90
3.3.3. <i>Rôle de l'anneau anti-extrusion</i> .....	93
3.3.4. <i>Circuit tribologique</i> .....	96
3.4. SYNTHESE .....	99
<b>CHAPITRE 4. SIMULATION PREDICTIVE DU COMPORTEMENT TRIBOLOGIQUE DU CONTACT TIGE-GARNITURES .....</b>	<b>101</b>
4.1. SIMULATION NUMERIQUE DES ESSAIS REALISES SUR LE BANC HETRE .....	104
4.1.1. <i>Détails de la simulation</i> .....	104
4.1.2. <i>Analyse des résultats numériques</i> .....	107
4.1.2.1. Comparaison avec des résultats d'essais .....	107
4.1.2.2. Instrumentation numérique : coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures .....	110
4.1.2.3. Instrumentation numérique : distribution de la pression radiale .....	110
4.2. INFLUENCE DU FROTTEMENT AUX DIFFERENTES INTERFACES D'UN PRESSE-GARNITURES .....	111
4.2.1. <i>Influence du frottement à l'interface tige-garnitures</i> .....	113
4.2.2. <i>Influence du frottement à l'interface boîte-garnitures</i> .....	114
4.2.3. <i>Influence du frottement à l'interface garnitures-garnitures</i> .....	115
4.3. SYNTHESE .....	116
<b>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>117</b>
<b>REFERENCES .....</b>	<b>127</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>135</b>

## Nomenclature

$D_a$	déplacement axial de la tige (mm)
$D_i$	diamètre intérieur (mm)
$D_{max}$	déformée maximale de la tige ( $\mu\text{m}$ )
$D_o$	diamètre extérieur (mm)
$D_t$	déformée radiale de la tige ( $\mu\text{m}$ )
$e$	indice des vides (sans dimension)
$E$	module de Young (MPa)
$F_m$	effort de manœuvre de la tige (kN)
$F_{moyen}$	effort moyen de manœuvre de la tige (kN)
$F_s$	effort de serrage (kN)
$G$	module de cisaillement (MPa)
$h_g$	hauteur de garniture avant serrage (mm)
$h_s$	hauteur de garniture après serrage (mm)
$k$	coefficient de transmission (sans dimension)
$k_g$	coefficient de gonflement (sans dimension)
$k_i$	coefficient de transmission à l'interface tige-garnitures (sans dimension)
$k_o$	coefficient de transmission à l'interface boîte-garnitures (sans dimension)
$K_c$	module d'incompressibilité (MPa)
$K_{cam}$	compressibilité initiale (MPa)
$M$	pente de la droite d'état critique (sans dimension)
$M_g$	masse de garniture (g)
$M_j$	mode d'accommodation (sans dimension)
$p$	contrainte hydrostatique (MPa)
$p_{cons}$	pression de consolidation (MPa)
$p_{cr0}$	pression critique initiale (MPa)
$p_{trac}$	résistance à la traction (MPa)
$P_c$	pression de contact (MPa)
$P_f$	pression du fluide à étancher (MPa)
$P_s$	pression radiale (MPa)
$q$	contrainte déviatorique (MPa)
$Q_e$	débit externe (sans dimension)
$Q_i$	débit interne (sans dimension)
$Q_r$	débit de recirculation (sans dimension)
$Q_s$	débit source (sans dimension)
$Q_w$	débit d'usure (sans dimension)
$R_i$	rayon intérieur (mm)
$R_o$	rayon extérieur (mm)
$S_i$	site d'accommodation (sans dimension)
$T_s$	contraintes de cisaillement (MPa)

---

$\varepsilon_a$	déformation axiale (sans dimension)
$\lambda$	coefficient de compressibilité (sans dimension)
$\mu$	coefficient de frottement (sans dimension)
$\mu_i$	coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures (sans dimension)
$\mu_o$	coefficient de frottement à l'interface boîte-garnitures (sans dimension)
$\sigma_a$	contrainte axiale (MPa)
$\sigma_r$	contrainte radiale (MPa)
$\sigma_{rm}$	contrainte radiale moyenne (MPa)
$\sigma_s$	contrainte de serrage (MPa)
$\nu$	coefficient de Poisson (sans dimension)
$\Phi_0$	porosité initiale (sans dimension)

# Introduction



## Introduction

Dans le contexte du développement durable, un abaissement des émissions industrielles est requis afin de minimiser le gaspillage de matières premières [1]. L'un des enjeux est donc de réduire ces émissions provoquées par des fuites imprévues issues des installations industrielles. En outre, ces fuites, notamment d'eau ou de vapeur sous haute pression, représentent non seulement une baisse de rendement des installations mais également un danger pour l'homme et l'environnement. Ces fuites sont en général connues sous le nom « d'émissions fugitives ».

Des émissions fugitives provenant de vannes, pompes et brides fuyardes aux États-Unis dépassent 300 000 tonnes métriques par an, ce qui représente environ un tiers des émissions organiques totales provenant des usines chimiques. Dans ce contexte, les vannes fuyardes sont les plus grandes coupables car elles représentent plus de 50 % des émissions fugitives dans les industries chimiques et pétrochimiques. Pour Électricité de France (EDF), l'amélioration de l'étanchéité des organes de robinetterie dans une centrale nucléaire est un enjeu essentiel. En effet, les organes représentent 1,5 % de l'investissement total d'une centrale et 10 % du coût de la maintenance annuelle car il s'agit de sûreté des installations.

Depuis plus de 150 ans [2], le presse-garnitures est le moyen le plus simple pour réaliser l'étanchéité statique et dynamique d'un robinet. C'est aussi sa principale cause de fuites selon une enquête d'EPRI (Electric Power Research Institute) réalisée entre 1995 et 1999 dans les centrales nucléaires aux États-Unis [3]. Malgré l'utilisation de garnitures en graphite expansé qui réduit de manière significative le nombre de fuites, des problèmes comme l'augmentation de l'effort de manœuvre de la tige y ont été aussi associés. De plus, l'effort de manœuvre très élevé augmente la consommation d'énergie, le coût d'exploitation et peut éventuellement entraîner la défaillance de l'équipement (blocage de la tige, par exemple) [4].

Pour assurer l'étanchéité du robinet au travers de son contact tige-garnitures (Figure 1), un effort de serrage  $F_s$  très important peut être imposé aux garnitures par l'intermédiaire du fouloir : ceci permet d'obtenir une pression radiale  $P_s$  suffisante pour étancher le fluide. En revanche, une pression radiale  $P_s$  très élevée provoque une augmentation de l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  non négligeable. Afin d'optimiser industriellement l'installation (i.e. réduire le coût d'exploitation et améliorer le niveau de sûreté des installations), il est nécessaire de maintenir le niveau d'étanchéité acceptable et de réduire l'effort de manœuvre.

Ainsi, l'étude permettant la compréhension puis la maîtrise du contact frottant tige-garnitures constitue un enjeu essentiel du fonctionnement d'un robinet. Les travaux de thèse présentés dans ce manuscrit ont donc pour objectif de décrire et comprendre le comportement tribologique du contact tige-garnitures.

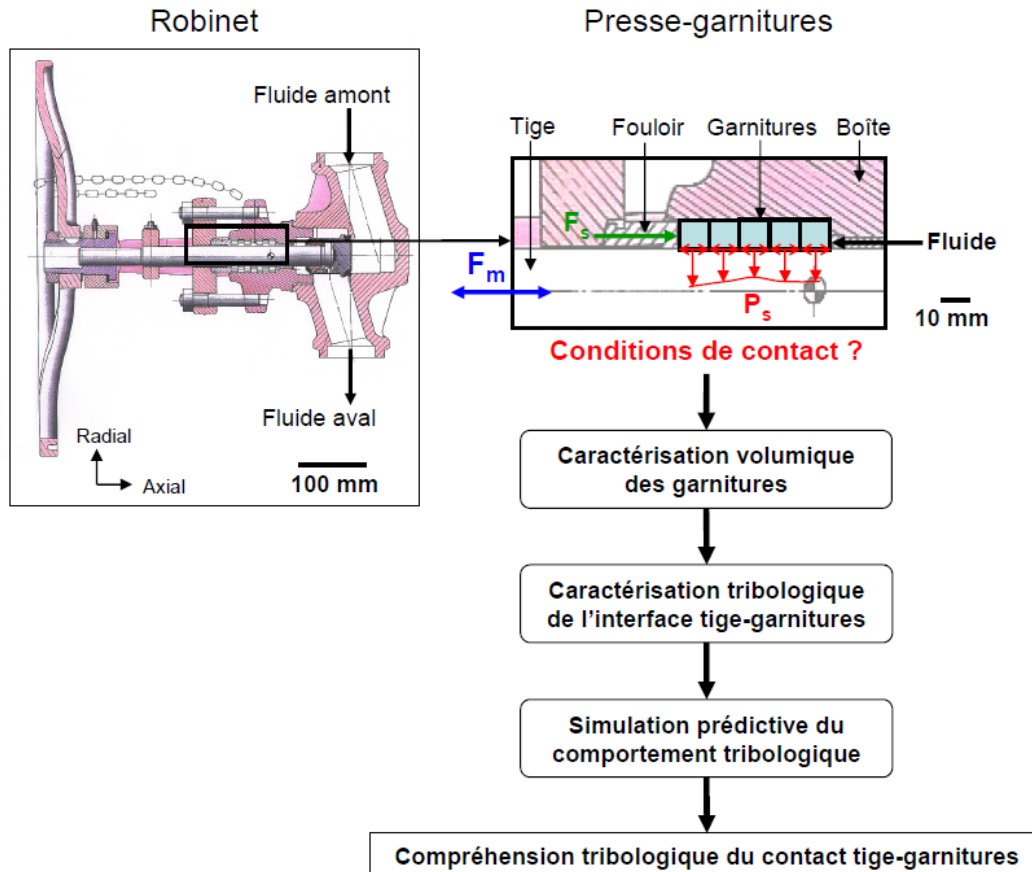


Figure 1 : du fonctionnement de robinet à sa compréhension tribologique

Ce manuscrit est composé de quatre chapitres :

1. Le chapitre (1) est consacré aux recherches bibliographiques portant sur le fonctionnement du presse-garnitures et sur les études existantes. Cependant, les phénomènes rencontrés dans le domaine industriel tels que le problème d'étanchéité des presse-garnitures et l'augmentation de l'effort de manœuvre de la tige, nécessitent l'identification précises des conditions de contact (Figure 1). Peu étudiées jusqu'à présent, ces conditions de contact représentent l'objet principal d'étude de cette thèse. Cette compréhension passera aussi par des expertises tribologiques d'essais échelle 1:1 couplés à leur simulation numérique.
2. Le chapitre (2) est consacré à la caractérisation volumique des garnitures (statique) par identification et simulation numérique de leur comportement mécanique en compression (Figure 1). Des essais de compression sont réalisés sur des garnitures en graphite expansé (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion). Les données extraites de ces essais permettent d'une part d'aider à la compréhension des essais échelle 1:1, présentés dans le Chapitre 3 mais aussi à la simulation prédictive du comportement du contact tige-garnitures, présentée dans le Chapitre 4.



3. Le chapitre (3) a pour objectif d'identifier les conditions tribologiques (dynamique) du contact tige-garnitures par une double approche expérimentale-numérique (Figure 1). Les essais expérimentaux sur un banc d'essai simulant le fonctionnement d'un robinet à l'échelle 1:1 permettent de reproduire les conditions de contact rencontrées sur un robinet réel. Néanmoins, il est quasi-impossible d'identifier les conditions du contact tige-garnitures (contact confiné) au cours d'essai sans les modifier. Il faut donc les reconstituer par l'intermédiaire de caractérisations tribologiques *a posteriori* grâce aux traceurs de conditions de contact tels que les inhibiteurs de corrosion, ... Ceci permettra d'améliorer la compréhension du comportement tribologique (usure, frottement) du contact tige-garnitures.
  
4. Le chapitre (4) détaille la simulation du contact tige-garnitures, complétant l'analyse expérimentale précédente. Elle permettra d'en prédire le comportement tribologique. L'instrumentation numérique du contact est utilisée par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis afin de pallier le manque d'instrumentation locale des essais précédents. D'une part, l'instrumentation numérique permet de déterminer la distribution de la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures (Figure 1) et d'estimer le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures. D'autre part, elle permet aussi de souligner les paramètres déterminants dans l'évolution de l'étanchéité et l'effort de manœuvre par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.



# **Chapitre 1**

## **Le robinet et son presse-garnitures**

# 1

## Le robinet et son presse-garnitures

1.1.	FONCTIONNEMENT D'UN PRESSE-GARNITURES .....	23
1.1.1.	<i>Pression radiale et étanchéité autour de la tige</i> .....	23
1.1.2.	<i>Effort de manœuvre et manœuvrabilité de la tige</i> .....	24
1.2.	MATERIAUX .....	25
1.2.1.	<i>Graphite expansé</i> .....	28
1.2.1.1.	Bague d'étanchéité en graphite expansé .....	29
1.2.1.2.	Anneau anti-extrusion en graphite expansé .....	30
1.2.2.	<i>Inhibiteurs de corrosion</i> .....	31
1.3.	ÉTUDES EXISTANTES SUR LE PRESSE-GARNITURES .....	32
1.3.1.	<i>Études expérimentales</i> .....	32
1.3.2.	<i>Couplage entre des études expérimentales et analytiques</i> .....	36
1.3.3.	<i>Couplage entre des études expérimentales et numériques</i> .....	42
1.3.4.	<i>Modèle de Cam-clay modifié</i> .....	44
1.3.4.1.	Loi élastique .....	45
1.3.4.2.	Surface de charge .....	46
1.3.4.3.	Loi d'écrouissage .....	47
1.3.4.4.	Règle d'écoulement.....	47
1.3.5.	<i>Synthèse</i> .....	48
1.4.	OUTILS TRIBOLOGIQUES POUR LA COMPREHENSION DU CONTACT TIGE-GARNITURES	50
1.4.1.	<i>Concept du troisième corps</i> .....	50
1.4.2.	<i>Démarche de caractérisation tribologique</i> .....	53

## Chapitre 1. Le robinet et son presse-garnitures

Par définition, un robinet est un dispositif qui sert à arrêter ou modifier le débit d'un fluide. Un robinet est composé des éléments suivants (Figure 1-1) [5] :

- Une enveloppe (A) qui constitue l'interface fluide-ambiance extérieure,
- Un obturateur (B) qui constitue l'interface fluide amont-fluide aval,
- Des systèmes de raccordement à la tuyauterie (interfaces robinets-tuyauteries amont et aval),
- Un système de manœuvre (D) de l'obturateur, qui constitue l'interface robinet-opérateur.

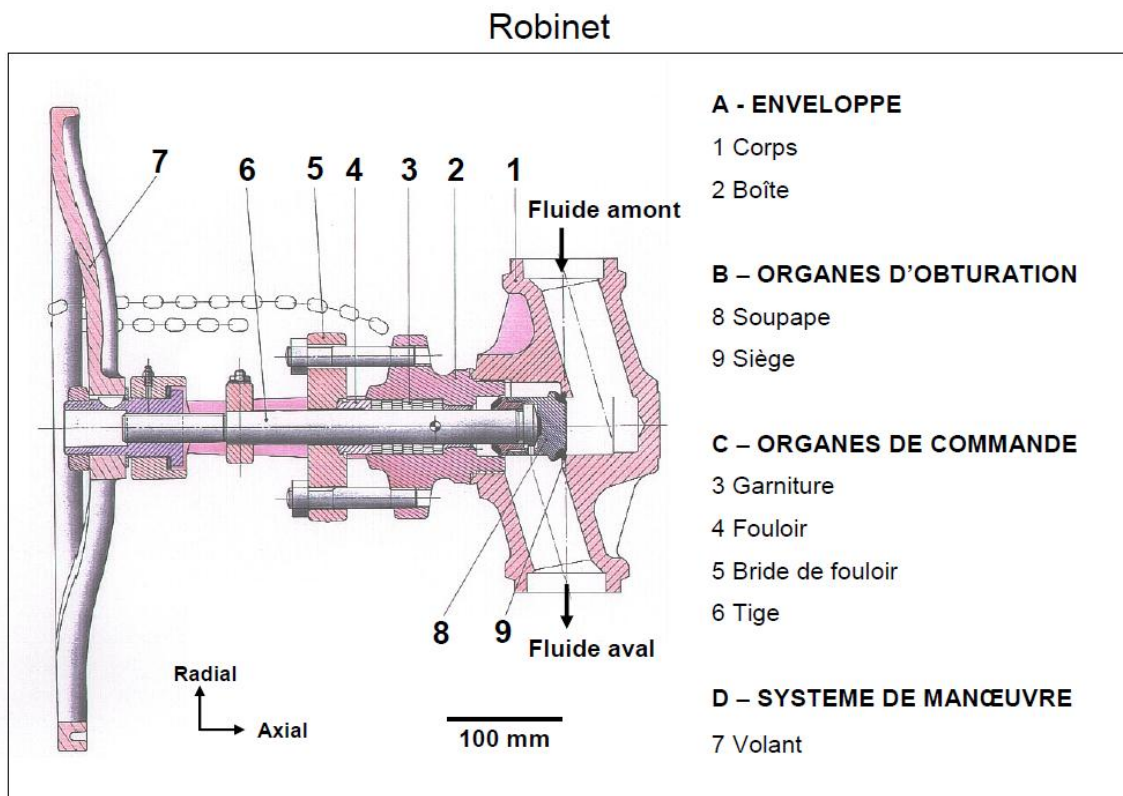


Figure 1-1 : constituants principaux sur une vue en coupe d'un robinet à soupape [6]

L'étanchéité interne d'un robinet est assurée par l'obturateur qui isole le fluide amont vis-à-vis du fluide aval. L'étanchéité externe d'un robinet est assurée en deux parties : par un joint statique entre le corps (n° 1, Figure 1-1) du robinet et sa boîte (n° 2, Figure 1-1) et par un presse-garnitures (n° 3, Figure 1-1) placé autour de la tige (n° 6, Figure 1-1). Le joint statique à l'interface corps-boîte assure le confinement du fluide et permet la démontabilité du robinet.

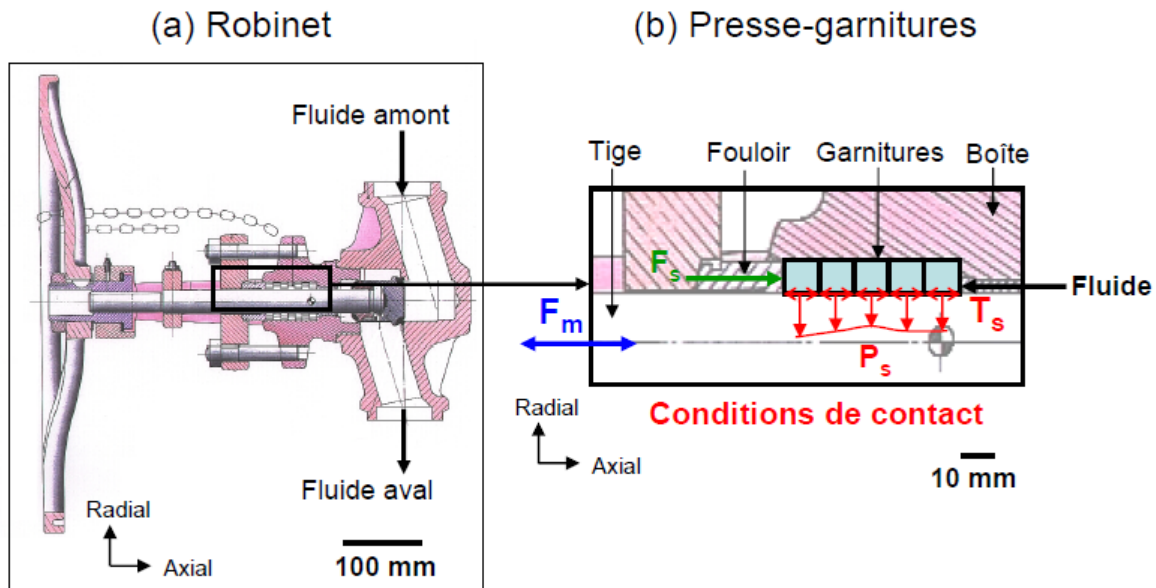


Figure 1-2 : vue en coupe d'un robinet à soupape : (a) robinet, (b) presse-garnitures

Le presse-garnitures (Figure 1-2(a)) qui se situe entre la tige et la boîte, doit assurer à la fois, **l'étanchéité autour de la tige** et **la manœuvrabilité de la tige** lors du fonctionnement du robinet [6]. Il est souvent composé d'un empilement de plusieurs garnitures en forme d'anneaux (fabriquées à partir d'un matériau relativement « mou » [7]), qui sont insérées entre la tige et la boîte. Par l'intermédiaire du fouloir (Figure 1-2(b)), un effort de serrage  $F_s$  est appliqué aux garnitures. Cet effort est ensuite transmis radialement sur la tige et la boîte par l'expansion radiale des garnitures (effet de Poisson), ce qui induit une distribution de la pression radiale  $P_s$  appliquée par les garnitures sur la tige et la boîte [8].

Les conditions de contact aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures (Figure 1-2(b)) contrôlent **l'étanchéité autour de la tige** et **la manœuvrabilité de la tige**.

D'une part, la pression radiale  $P_s$  (illustrées en rouge dans la direction radiale, Figure 1-2(b)), est censée assurer l'étanchéité aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures, vis-à-vis de la pression du fluide à étancher. En revanche, les frottements sur les interfaces entraînent une distribution non uniforme de  $P_s$  le long des garnitures et influent ainsi sur l'étanchéité du presse-garnitures [9].

D'autre part, la tige doit vaincre le frottement à l'interface tige-garnitures si le robinet doit s'ouvrir/se fermer pendant le fonctionnement. Ainsi, un effort de manœuvre  $F_m$  doit être appliqué à la tige, afin de surmonter le frottement et permettre de manoeuvrer la tige. En outre, les mouvements de la tige induisent les contraintes de cisaillement  $T_s$  (illustrées en rouge dans la direction axiale, Figure 1-2(b)) et modifient à leur tour la distribution de la pression radiale  $P_s$  le long des garnitures. Par conséquent, la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  sont deux paramètres étroitement liés sur un presse-garnitures.

## 1.1. Fonctionnement d'un presse-garnitures

### 1.1.1. Pression radiale et étanchéité autour de la tige

La Figure 1-3 illustre un presse-garnitures composé d'un empilement de cinq garnitures autour de la tige d'un robinet. À l'état initial du robinet (sans mouvement de la tige, Figure 1-3(a)), lorsqu'un effort de serrage  $F_s$  est appliqué aux garnitures par l'intermédiaire du fouloir, les frottements aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures provoquent une diminution de la pression radiale  $P_s$  le long de garnitures [9]. Si un fluide de pression  $P_f$  circule dans le robinet, la pression  $P_f$  agit sur la face intérieure de la garniture située au fond de la boîte (Figure 1-3(a)).

Pour assurer l'étanchéité, la pression radiale  $P_s$  exercée le long des garnitures doit empêcher l'écoulement du fluide notamment au sein des garnitures, aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures [10]-[12]. Il est généralement supposé que la pression radiale  $P_s$  doit être supérieure à la pression du fluide à étancher  $P_f$  pour assurer l'étanchéité [13]. Ainsi, le seuil d'étanchéité est atteint lorsque la pression radiale  $P_s$  dépasse la pression du fluide à étancher  $P_f$ . Dans la Figure 1-3(a), la pression radiale  $P_s$  exercée par les garnitures n° 1, n° 2 et n° 3 (située au dessus du seuil d'étanchéité) assure l'étanchéité autour de la tige car elle est supérieure à la pression du fluide à étancher  $P_f$ . Si la pression  $P_f$  est plus grande à l'interface tige-garnitures, il y a un risque de décollement des garnitures de la surface de la tige (ou de la boîte). Cela peut entraîner une fuite.

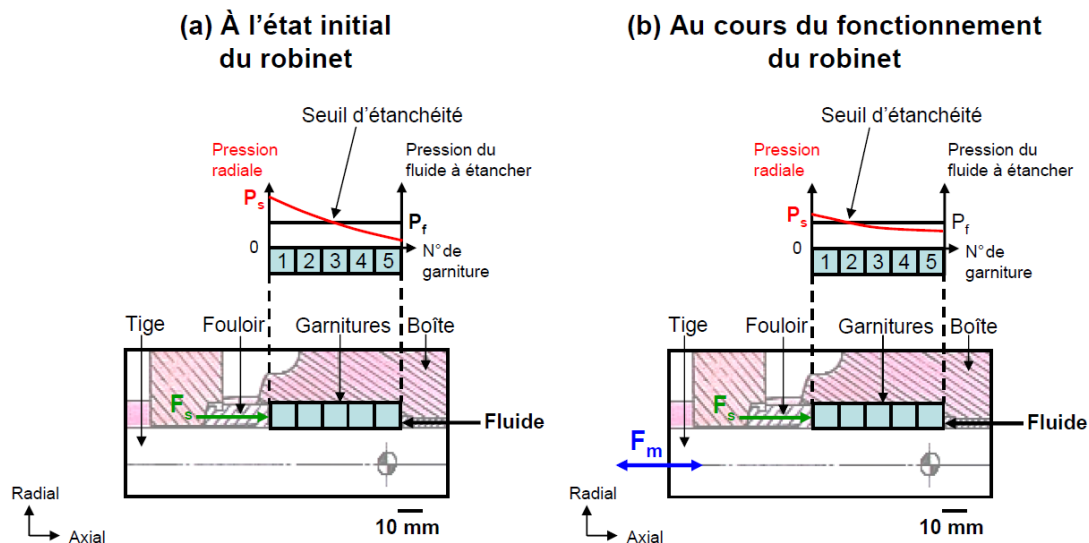


Figure 1-3 : distribution de contraintes dans un presse-garnitures [9] :  
(a) à l'état initial du robinet, (b) au cours du fonctionnement du robinet

Au cours du fonctionnement du robinet (Figure 1-3(b)), les cycles de mouvement de la tige provoquent une uniformisation de la pression radiale  $P_s$  : ces cyclages entraînent une diminution de la pression radiale  $P_s$ , initialement plus élevée, jusqu'à une valeur plus faible et une augmentation de la pression radiale  $P_s$  initialement plus basse. Ce phénomène est appelé l'accommodation des contraintes. Dans la Figure 1-3(b), il ne reste que la pression radiale  $P_s$  exercée par les garnitures n° 1 et n° 2 (située au dessus du seuil d'étanchéité) qui assurera l'étanchéité de la tige [9]. Par conséquent, le risque de fuite est plus élevé après l'accommodation des contraintes des garnitures.

Par ailleurs, des travaux de recherche d'AECL (Atomic Energy of Canada Limited) dirigés par Doubt [15] montrent que la qualité de l'étanchéité du presse-garnitures est influencée par des paramètres suivants :

- la fréquence du mouvement de la tige,
- la pression et la température de l'installation,
- la finition de la tige et du presse-garnitures,
- la profondeur et le diamètre du presse-garnitures,
- la précision du guidage de la tige,
- le fluide à étancher,
- les vibrations,
- la qualité de l'installation,
- le matériau des garnitures,
- la pression exercée par le fouloir sur les garnitures.

En particulier, Doubt [15] a précisé que le matériau des garnitures et la pression exercée par le fouloir sur les garnitures sont des paramètres de premier ordre pour assurer l'étanchéité du presse-garnitures. D'autres paramètres comme la pression du fluide à étancher et sa température sont souvent fixés par l'installation.

### 1.1.2. Effort de manœuvre et manœuvrabilité de la tige

Le rôle d'un presse-garnitures est d'assurer l'étanchéité autour de la tige au cours du fonctionnement d'un robinet tout en permettant le mouvement de la tige (rotation ou translation suivant les applications). Pour assurer l'étanchéité autour de la tige, instinctivement, nous pouvons imposer un effort de serrage  $F_s$  très élevé sur les garnitures, de manière à obtenir une pression radiale  $P_s$  qui reste supérieure à la pression du fluide à étancher  $P_f$  (Figure 1-4). Or, une pression radiale  $P_s$  très élevée provoque une augmentation d'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  non négligeable [14] et une très forte usure. Cette solution peut causer la défaillance du robinet dans le pire des cas. Ainsi, l'étanchéité et l'effort de manœuvre de la tige sont les deux paramètres étroitement liés.

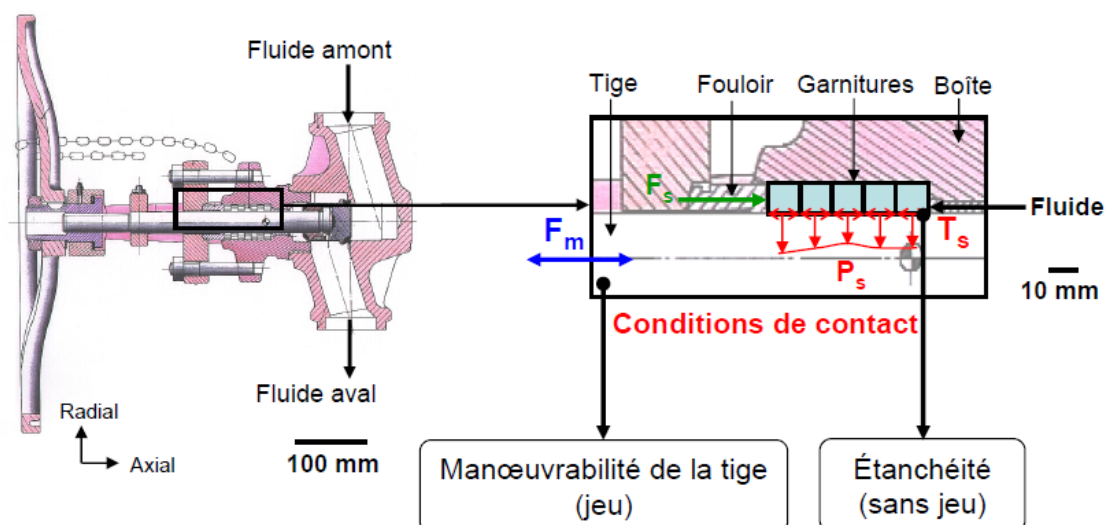


Figure 1-4 : compromis entre l'étanchéité et la manœuvrabilité de la tige



D'une part, nous devons s'assurer de l'étanchéité autour de la tige, ce qui exige un jeu le plus faible possible aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. D'autre part, nous devons minimiser l'effort de manœuvre de tige qui nécessite un minimum de jeu à l'interface tige-garnitures afin de pouvoir manœuvrer la tige correctement.

Par conséquent, le compromis entre ces deux paramètres : **l'étanchéité autour de la tige** et **la manœuvrabilité de la tige**, demande d'identifier les conditions de contact à l'interface tige-garnitures, ce qui constitue le cœur du travail de cette thèse.

## 1.2. Matériaux

La technologie d'étanchéité du presse-garnitures a évolué de manière significative depuis 1970 surtout au niveau du matériau utilisé pour la fabrication des garnitures. Jusqu'en 1970, les garnitures en amiante sont très couramment utilisées dans les robinets [16]. L'amiante est un matériau naturel obtenu par extraction des mines et traitement de la roche. C'est un terme générique qui couvre des minéraux fibreux. Les fibres d'amiante permettent de garder l'intégrité d'une garniture et diminuer ainsi les risques d'extrusion. La large utilisation de l'amiante comme matériau d'étanchéité est due à son faible coût de revient, une bonne tenue en température ainsi qu'une bonne résistance chimique. À cette même période, l'impact de l'amiante sur la santé humaine est mis en évidence et son utilisation comme matériau d'étanchéité dans les installations est bientôt interdite [17]. Le décret du 24 Décembre 1996, relatif à l'interdiction de l'amiante, entré en vigueur depuis 1<sup>er</sup> Janvier 1997, interdit la fabrication, la transformation, la vente, l'importation, la mise sur le marché français de toutes variétés de fibres d'amiante [18].

Plusieurs matériaux tels que le graphite ou le polytétrafluoroéthylène (PTFE) sont alors proposés en remplacement de l'amiante selon les applications. Les garnitures en PTFE sont utilisées pour étancher un fluide à basse température (inférieure à 200 °C : température limite d'utilisation [16]). En effet, le PTFE voit ses caractéristiques mécaniques se détériorer (risque d'extrusion et fluage) à température élevée. En revanche, les garnitures en graphite sont utilisées dans les applications à haute température (jusqu'à 500 °C sur certaines applications).

En 1980, plusieurs travaux de recherches sont menés par l'EPRI (Etats-Unis) et les laboratoires nucléaires de Chalk River (Canada) [9],[19] afin d'identifier les problèmes des garnitures et d'améliorer le fonctionnement d'un presse-garnitures. Un retour d'expérience mené dans les centrales nucléaires montre l'intérêt de l'utilisation de garnitures en graphite expansé pour réduire les fuites dans les installations. Cependant, le manque de connaissances sur les caractéristiques du graphite expansé et ses applications inappropriées sont les causes de problèmes. Par exemple, le graphite expansé s'extrude facilement en raison de la pression de serrage très élevée et il peut provoquer une corrosion lorsqu'il est en contact direct avec la tige et la boîte du robinet [20].

Pour pallier ces problèmes :

- les bagues d'étanchéité en graphite expansé sont souvent « prises en sandwich » par des anneaux anti-extrusion en graphite expansé pour éviter l'extrusion des bagues d'étanchéité (Figure 1-5),
- des inhibiteurs de corrosion sont introduits dans les garnitures en graphite expansé pour éviter la corrosion [21].

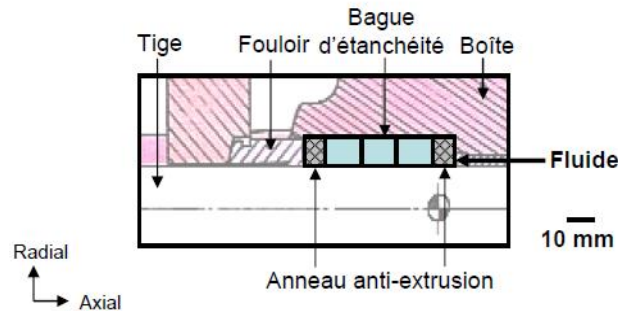


Figure 1-5 : exemple d'utilisation des anneaux anti-extrusion sur un robinet

La bague d'étanchéité en graphite expansé (Figure 1-6(a)), comme son nom l'indique, assure l'étanchéité du presse-garnitures sur un robinet. Elle est fabriquée par matricage de rubans de graphite expansé [20]. Cependant, elle s'extrude facilement lorsque l'effort de serrage  $F_s$  appliqué à la bague est très élevé ou lors des mouvements relatifs de la tige du robinet. Pour remédier à ce problème, les bagues d'étanchéité en graphite expansé sont souvent « prises en sandwich » par des anneaux anti-extrusion en graphite expansé sur un presse-garnitures (Figure 1-5).

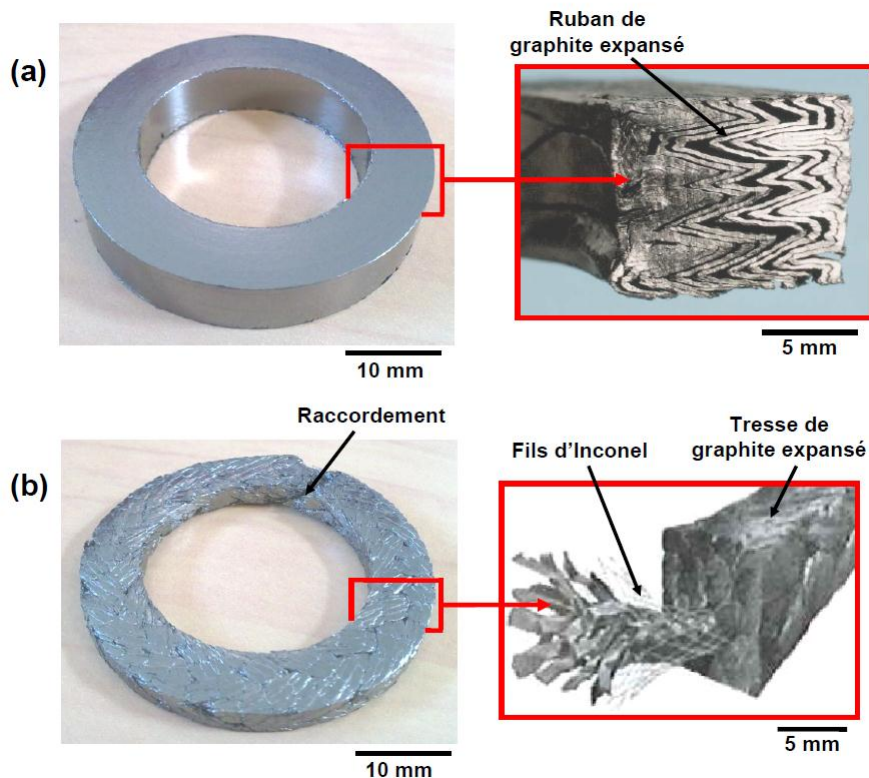


Figure 1-6 : garnitures en graphite expansé en perspectives et en vues en coupe : (a) bague d'étanchéité [22], (b) anneau anti-extrusion [23]

L'anneau anti-extrusion en graphite expansé (Figure 1-6(b)), a le rôle d'éviter l'extrusion des bagues d'étanchéité. Il est fabriqué par matriçage d'une tresse de graphite expansé. Les fils métalliques (souvent de l'Inconel\*) sont introduits au sein de la tresse pour renforcer le graphite expansé et éviter ainsi l'extrusion des bagues d'étanchéité en graphite expansé [23].

Afin de comprendre l'origine structurelle de la bague d'étanchéité (de forme de « zig-zag ») et l'anneau anti-extrusion (de forme tresse) illustrées dans la Figure 1-6, leur procédé de fabrication est passé en revue par la suite : à partir des paillettes de graphite trouvées dans les mines (matière première pour la fabrication du graphite expansé) jusqu'aux produits finis utilisés dans les robinets (Figure 1-7).

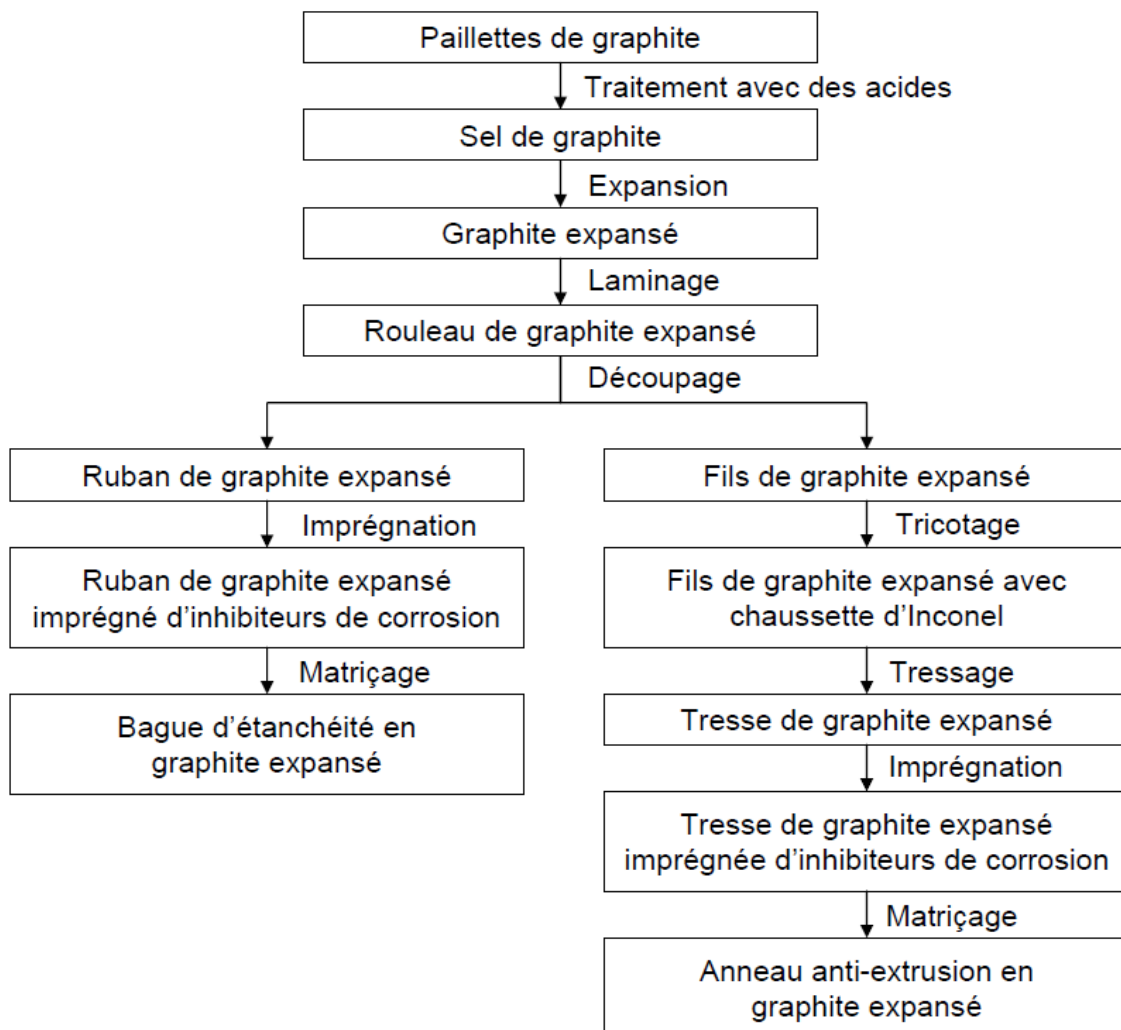


Figure 1-7 : synthèse du procédé de fabrication de garnitures en graphite expansé

\* alliage contenant une grande quantité de Nickel et Chrome

### 1.2.1. Graphite expansé

La matière première utilisée pour la fabrication du graphite expansé est constituée de paillettes de graphite (Figure 1-8), sous la forme minérale du carbone graphitique avec une structure cristalline constituée d'un empilement de plans hexagonaux d'atomes de carbone [24],[25]. Les paillettes de graphite sont traitées avec un mélange d'acide sulfurique et nitrique pour introduire un composé bisulfate entre les plans graphitiques. Le mélange de graphite et d'acides est appelé sel du graphite. Ce mélange est ensuite lavé et séché [24],[27].

L'expansion (ou exfoliation) consiste en un chauffage « instantané » à très haute température qui a pour objectif de séparer les plans graphitiques du graphite de manière à éliminer les produits d'intercalation. Sous l'effet de ce choc thermique, les molécules d'eau et d'acide sulfurique piégées entre les plans graphitiques se dilatent et se vaporisent. Cette opération provoque un écartement des plans graphitiques qui donnera une forme en accordéon au graphite (Figure 1-8). À ce stade, nous parlons de graphite expansé [28].

Le graphite expansé possède la propriété de s'auto-agglomérer sans un liant par une simple action mécanique de compression. Un rouleau de graphite expansé peut ainsi être obtenu par laminage ou compression (Figure 1-8), qui peut ensuite être utilisé à son tour dans la fabrication de garniture en graphite expansé.

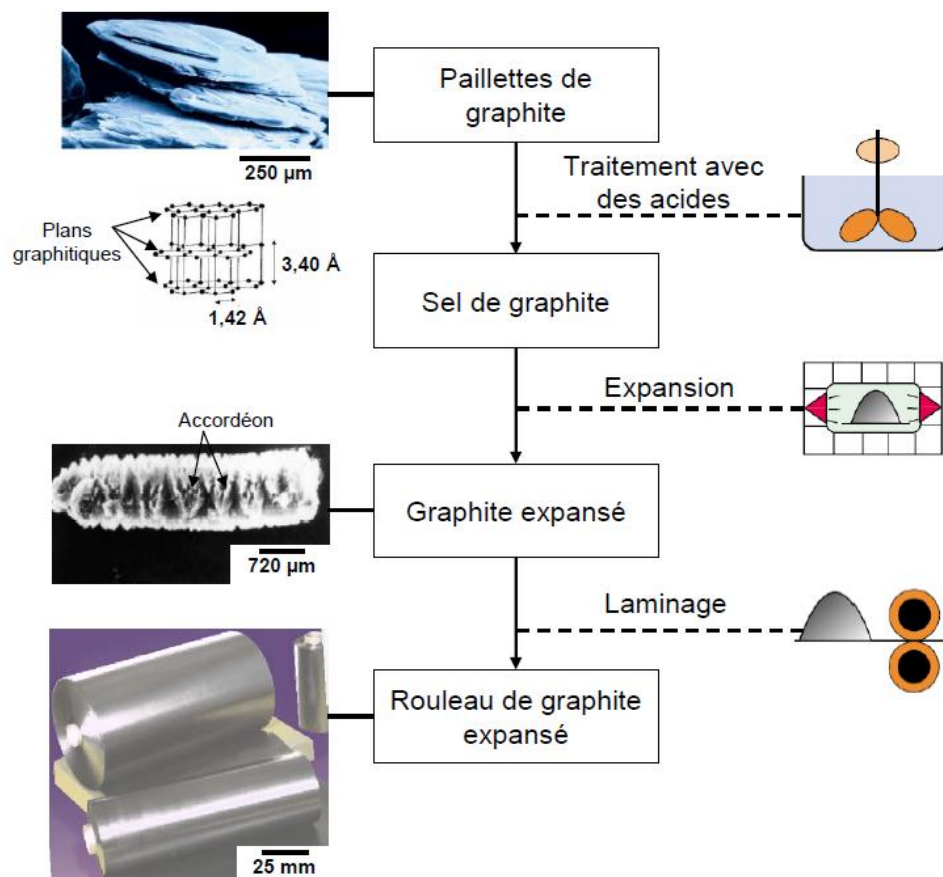


Figure 1-8 : procédé de fabrication du graphite expansé [22],[25],[29],[31]

### 1.2.1.1. Bague d'étanchéité en graphite expansé

Les fabricants de garnitures achètent souvent le graphite expansé sous forme de rouleau et le découpent en ruban pour fabriquer les bagues d'étanchéité en graphite expansé (Figure 1-9). Afin d'éviter la corrosion de la tige et la boîte sur un robinet, des inhibiteurs de corrosion sont imprégnés sur le ruban.

Le ruban imprégné d'inhibiteurs de corrosion est découpé avec une longueur bien définie suivant les dimensions et la densité de la bague d'étanchéité à fabriquer. Le ruban est ensuite enroulé autour d'un mandrin et l'ensemble est posé sur un moule. Une chemise en forme d'anneau entoure le montage pour confiner le ruban. Sous la pression de matriçage, le ruban se déforme et prend un diamètre extérieur égal à la dimension du moule (Figure 1-9). Le produit final est une bague d'étanchéité « solide » avec une structure interne de « zig-zag » (Figure 1-6(a)) issue du matriçage du ruban de graphite expansé [32].

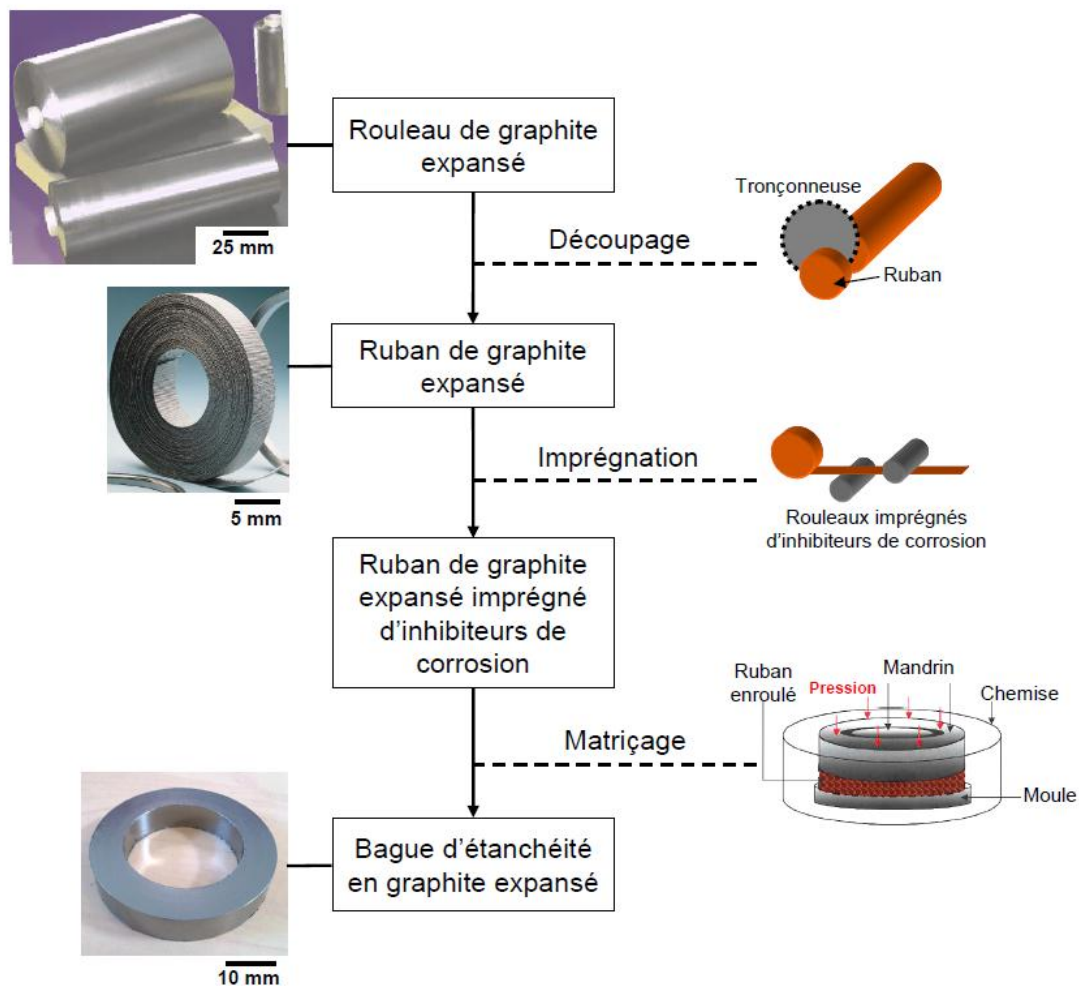


Figure 1-9 : procédé de fabrication d'une bague d'étanchéité en graphite expansé [22],[23],[30]

### 1.2.1.2. Anneau anti-extrusion en graphite expansé

De la même manière, les fabricants de garnitures découpent les rouleaux de graphite expansé en fils pour fabriquer les anneaux anti-extrusion. Or, le graphite expansé supporte mal les efforts de traction et s'extrude facilement. Ainsi, une « chaussette » tricotée en fils (d'Inconel\* en général) enveloppe le fils de graphite expansé (Figure 1-10) afin d'en augmenter la résistance à la traction de l'ensemble [33]. L'ensemble est ensuite tressé pour former une tresse de graphite expansé. La tresse est ensuite posée directement autour d'un mandrin et sur un moule (Figure 1-10). Une chemise sous forme d'anneau entoure le montage pour confiner la tresse. Sous la pression de matriçage, la tresse se déforme et prend un diamètre extérieur égal à la dimension du moule. Le produit final est un anneau « ouvert » avec un raccordement et d'une structure interne de tresse (Figure 1-6(b)) issue du matriçage de la tresse de graphite expansé [32].

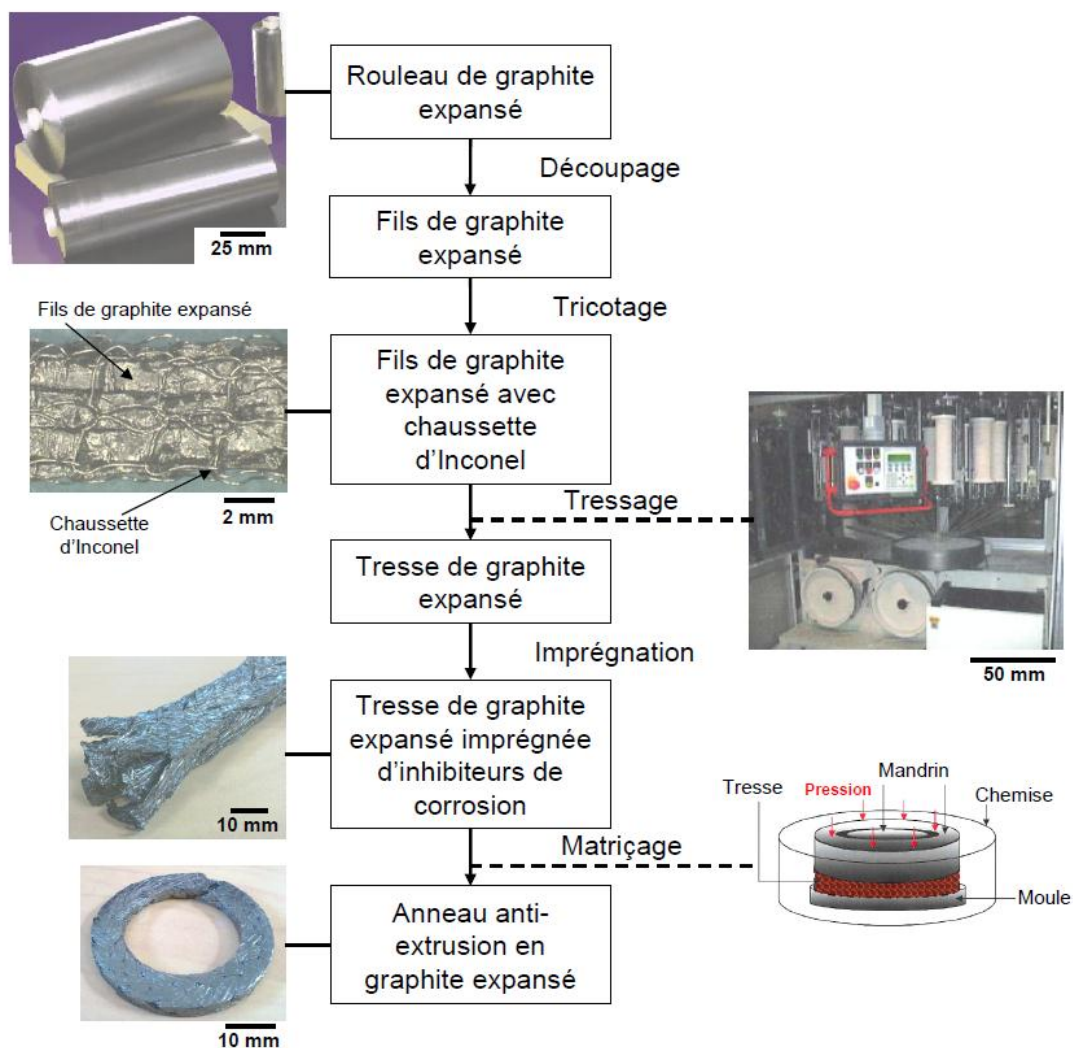


Figure 1-10 : procédé de fabrication d'un anneau anti-extrusion en graphite expansé [22],[23]

\* alliage contenant une grande quantité de Nickel et Chrome

## 1.2.2. Inhibiteurs de corrosion

Dans un robinet où l'étanchéité du presse-garnitures est assurée par les garnitures en graphite expansé, une réaction galvanique pourrait s'installer lorsqu'un fluide conducteur électrique comme l'eau s'est introduit aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures [34]. La corrosion galvanique est une réaction électrochimique qui se produit entre deux métaux différents ou entre un métal et un matériau en carbone/graphite. Pour qu'une réaction se produise, les deux matériaux différents doivent rentrer en contact avec un fluide conducteur électrique (l'eau par exemple). La vitesse et l'importance de la réaction dépendent non seulement de l'écart qui sépare les deux matériaux dans l'échelle galvanique, mais aussi des effets de l'environnement (type du fluide conducteur, présence d'inhibiteurs de corrosion, ...).

Dans une réaction galvanique, le matériau qui est plus proche de l'extrémité anodique sera corrodé préférentiellement par rapport à celui qui est plus proche de l'extrémité cathodique [9]. Puisque le graphite est plus cathodique que les autres métaux utilisés dans le robinet, la tige et la boîte subiront l'attaque corrosive [34]. Ce phénomène peut être contrôlé ou éliminé par les méthodes suivantes :

- éliminer le risque d'infiltration d'eau. La corrosion n'aura lieu que si un fluide conducteur électrique est présent,
- utiliser les garnitures imprégnées d'inhibiteurs de corrosion. Il existe deux types de systèmes d'inhibiteurs de corrosion actif et passif [34]-[35] :

- Système d'inhibiteur actif

Ce système consiste à introduire un matériau très anodique qui subira l'attaque préférentiellement par rapport aux autres métaux d'après le principe de la réaction galvanique. Tant que le matériau reste en contact avec un fluide conducteur, il sera corrodé et attaqué. Dans les robinets, tous les métaux utilisés sont plus anodiques que le graphite. Par conséquent, les métaux seront les cibles de la corrosion. Pour éviter ce phénomène, nous utilisons les métaux notamment le zinc et l'aluminium qui sont situés à l'extrémité de l'échelle galvanique respectivement [34]. Ces métaux sont dits « sacrificiels » car ils vont être consommés au fil du temps. La tige et la boîte sont alors protégées contre la corrosion si la quantité des inhibiteurs reste adéquate et joue le rôle de métaux sacrificiels.

- Système d'inhibiteur passif

Ce système fournit la protection contre la corrosion en formant une couche protectrice sur l'une des surfaces des deux matériaux différents [36]. Dans les robinets, cette couche protectrice sera formée sur la surface de la tige/la boîte et interrompt le contact électrique entre la tige/la boîte et la garniture. Donc, nous évitons le phénomène de corrosion. Cependant, ce type d'inhibiteur doit être présent sur toute la surface de la garniture en graphite pour que ce système soit efficace. Les inhibiteurs passifs les plus utilisés dans ce domaine sont le phosphate et le molybdate de baryum [23].

### 1.3. Études existantes sur le presse-garnitures

Au centre des enjeux de l'optimisation industrielle (économique, sûreté des installations et environnement), le presse-garnitures est au cœur des études depuis 1957. Idéalement, l'étanchéité du presse-garnitures (associée à la pression radiale  $P_s$  la plus élevée possible) pourrait être réalisée avec le plus faible effort de manœuvre de la tige  $F_m$ . Pour atteindre cet objectif, plusieurs chercheurs ont étudié le fonctionnement du presse-garnitures à travers différentes études : expérimentales, analytiques et numériques. Dans cette partie, les différentes études réalisées sur le presse-garnitures pour déterminer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  seront abordées.

#### 1.3.1. Études expérimentales

La plupart des études identifiées dans la littérature sont des études expérimentales. Elles consistent à tester les garnitures sur un banc d'essai simulant le fonctionnement d'un robinet afin de vérifier si les garnitures remplissent leur rôle fondamental : assurer l'étanchéité tout en permettant les mouvements de la tige avec l'effort de manœuvre acceptable (Figure 1-11). De ce fait, c'est l'approche la plus couramment utilisée car elle permet de découpler les paramètres d'essai qui entrent en jeu.

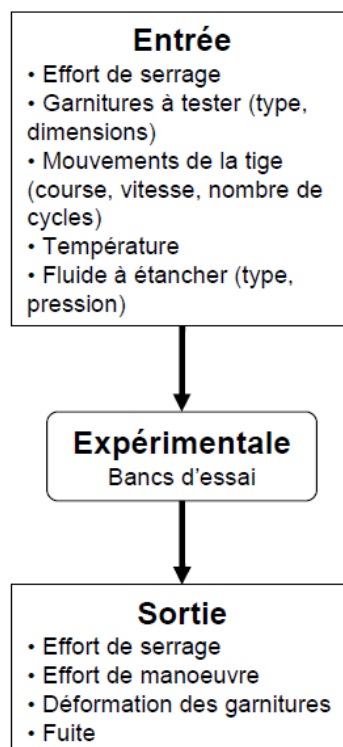


Figure 1-11 : principe de l'approche expérimentale

Dû au nombre important des études expérimentales identifiées dans la littérature seulement, quelques exemples parmi les plus significatifs seront abordés dans ce chapitre en précisant l'objectif, les avantages et les limitations de chaque étude sachant que beaucoup d'entre elles se ressemblent. Seuls les paramètres d'essai et le type de garnitures testés sont différents.



Ochonski [13] et Klenk [37] ont construit des dispositifs expérimentaux simulant le fonctionnement d'un robinet (Figure 1-12) et ont réalisé des essais sur plusieurs types de garnitures afin de déterminer le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures,  $\mu_i$ . Sur le banc d'essai de Klenk (Figure 1-12), les paramètres mesurés sont :

- effort de manœuvre de la tige,
- déformation de garnitures,
- température d'essai,
- effort de serrage,
- mesure de fuites.

Il faut noter que Klenk n'a pas mesuré le coefficient de frottement  $\mu_i$  directement sur le banc d'essai. En revanche, l'effort de manœuvre mesuré au cours d'essai a été utilisé pour déduire le coefficient de frottement  $\mu_i$  par l'intermédiaire de l'équation (éq. 7) (§ 1.3.2) lors des manœuvres de la tige. Il a constaté que ce coefficient de frottement diminue pour les différents types de garnitures testées lorsque l'effort de serrage et la température augmentent mais aucune explication physique n'a été donnée. Par conséquent, il reste du travail à faire pour comprendre les phénomènes physiques à l'origine des essais réalisés.

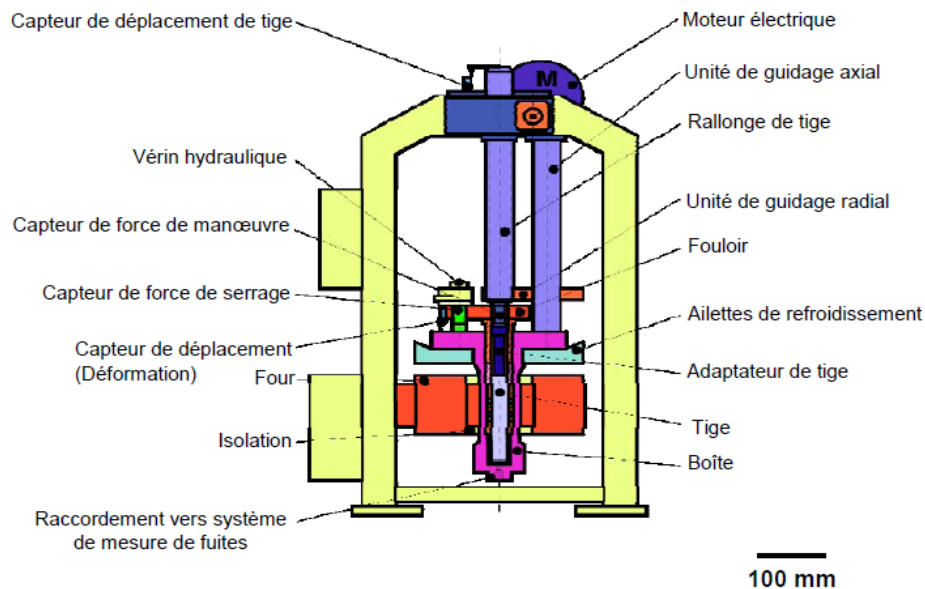


Figure 1-12 : banc d'essai de Klenk [37]

Dans le contexte industriel, l'Electricité de France (EDF) possède une certaine compétence dans les essais expérimentaux des différents types de garnitures par le biais des bancs d'essais et le retour d'expériences des centrales thermiques et nucléaires depuis 1970. EDF dispose du banc d'essai JAPET [38] (Figure 1-13(a)) pour simuler expérimentalement le fonctionnement d'un robinet de centrale. Depuis trente ans, le banc d'essai a été utilisé pour vérifier si les garnitures sont « qualifiées » à être utilisées sur les robinets de centrale.

Les garnitures à tester sont placées dans un logement représentant une boîte à garniture de robinet (situé dans chaque enceinte sous pression). Ces enceintes (Figure 1-13(b)) simulent alors les conditions rencontrées dans les robinetteries de centrale (20 MPa de pression d'eau et 300 °C de température). La tige de robinet est matérialisée par une tige de manœuvre qui simule le mouvement de translation à l'aide d'un vérin hydraulique.

Afin d'améliorer la compréhension du fonctionnement du presse-garnitures en haute température et en présence d'eau, le banc d'essai JAPET [38] est instrumenté pour mesurer :

- effort de serrage des garnitures,
- effort de manœuvre de la tige,
- déformation axiale des garnitures,
- mesure de fuites.

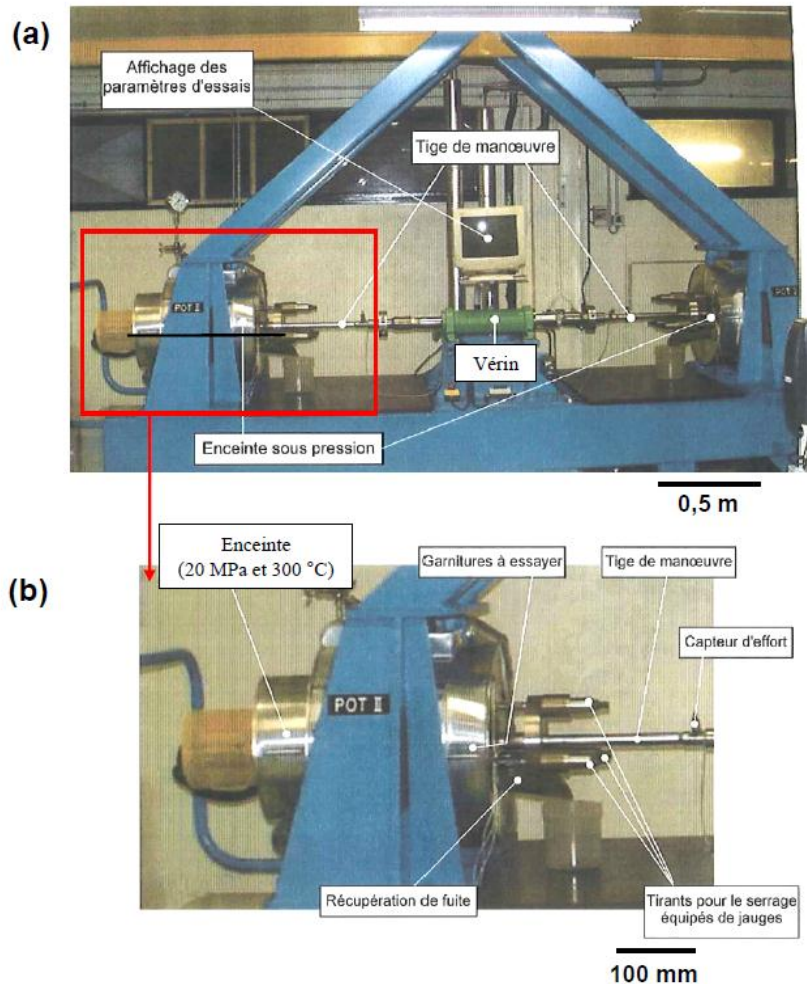


Figure 1-13 : banc d'essai JAPET d'EDF [38] :  
(a) vue perspective, (b) enceinte d'essai

La Figure 1-14 montre l'exemple de mesure pour les garnitures en graphite expansé (3 bagues d'étanchéité et 3 anneaux anti-extrusion) testées sur le banc d'essai [39]. Les garnitures sont insérées dans chaque enceinte et sont testées à 300 °C, 20 MPa de pression d'eau et avec les mouvements de la tige.

L'augmentation progressive de l'effort de manœuvre en fonction du nombre de cycles de la tige est constatée au cours de l'essai tandis que l'effort de serrage des garnitures mesuré n'évolue pas. Aucune explication physique n'a pu être donnée à propos de l'évolution de l'effort de manœuvre en fonction des mesures expérimentales effectuées sur le banc. Cet exemple nous montre la limite de l'instrumentation expérimentale sur le banc JAPET. La connaissance de l'évolution de la pression radiale  $P_s$  est nécessaire pour pouvoir interpréter l'évolution de l'effort de manœuvre.

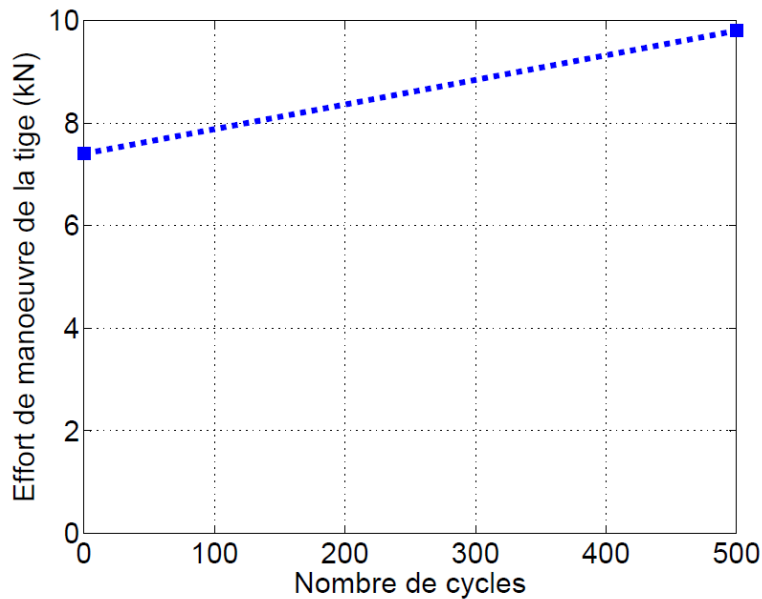


Figure 1-14 : exemple de mesure sur le banc d'essai JAPET [39]

D'autres chercheurs ont essayé d'interpréter des mesures expérimentales en faisant le lien avec des observations de la surface de la tige après les essais sur banc. Récemment, Ottens et al. [40] ont continué les travaux de Klenk en s'intéressant à corréliser l'observation surfacique de la tige après essais (Figure 1-15) avec l'étanchéité du presse-garnitures. Ottens a réalisé des essais avec les bagues d'étanchéité en graphite expansé sur le banc d'essai de Klenk (Figure 1-12), en utilisant différents types de revêtement de la tige. Il a constaté qu'il y a eu transfert de graphite sur la tige en fin d'essai.

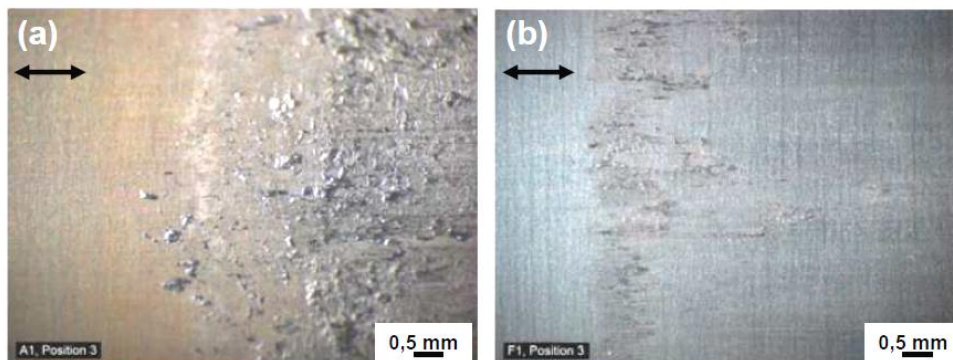


Figure 1-15 : observations de la tige selon Ottens [40] : (a) catégorie B, (b) catégorie C

Ainsi, il a proposé trois catégories de classification qui relient l'étanchéité du presse-garnitures avec l'état surfacique de la tige en fin d'essai (Tableau 1-1). Cependant, les phénomènes physiques à l'origine des trois catégories ne sont pas décrits. Cette étude montre que l'importance de faire le lien entre les mesures expérimentales et les observations des surfaces frottées (la tige et les garnitures).

Catégories	Description de l'observation de la tige	Conséquence sur l'étanchéité du presse-garnitures
A	sans trace de graphite	<ul style="list-style-type: none"> <li>• usure abrasive des garnitures</li> <li>• perte de masse des garnitures élevée</li> <li>• taux de fuite élevé</li> </ul>
B	couche de graphite formée	<ul style="list-style-type: none"> <li>• perte de masse des garnitures basse</li> <li>• taux de fuite bas</li> </ul>
C	couche de graphite très fine et peu visible	<ul style="list-style-type: none"> <li>• perte de masse des garnitures moyenne</li> <li>• taux de fuite bas</li> </ul>

Tableau 1-1 : classification et les conséquences sur l'étanchéité du presse-garnitures [40]

En résumé, les études expérimentales permettent d'améliorer la compréhension du fonctionnement tribologique du presse-garnitures sur un robinet en fonctionnement avec les conditions réelles (température et pression du fluide à étancher). En revanche, il est difficile d'expliquer notamment l'évolution de l'effort de manœuvre dans le cas des garnitures en graphite expansé et les phénomènes physiques associés (transfert de graphite sur la tige, par exemple). Il faudrait connaître notamment l'évolution de la pression radiale  $P_s$  pour avancer dans les explications.

### 1.3.2. Couplage entre des études expérimentales et analytiques

Jusqu'en 1958, il y a eu très peu d'études sur le presse-garnitures, en particulier sur le comportement mécanique des garnitures utilisées malgré l'existence d'un tel dispositif depuis 150 ans. A partir des années 60, des modèles analytiques font leur apparition pour répondre aux besoins industriels en matière d'expertise et de dimensionnement du presse-garnitures. Certains modèles prédisent la distribution de la pression radiale  $P_s$  en phase de serrage d'un empilement de garnitures tandis que d'autres modèles prédisent l'effort de manœuvre de la tige lors du fonctionnement d'un robinet.

Cependant, le couplage entre l'approche expérimentale et l'approche analytique est nécessaire pour pouvoir utiliser les modèles analytiques selon le principe présenté dans la Figure 1-16. Ainsi, des dispositifs expérimentaux qui reproduisent le fonctionnement d'un presse-garnitures dans un robinet sont conçus et instrumentés afin de nourrir les modèles analytiques. Dans ce paragraphe, les différents modèles analytiques utilisés pour déterminer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre seront abordés.

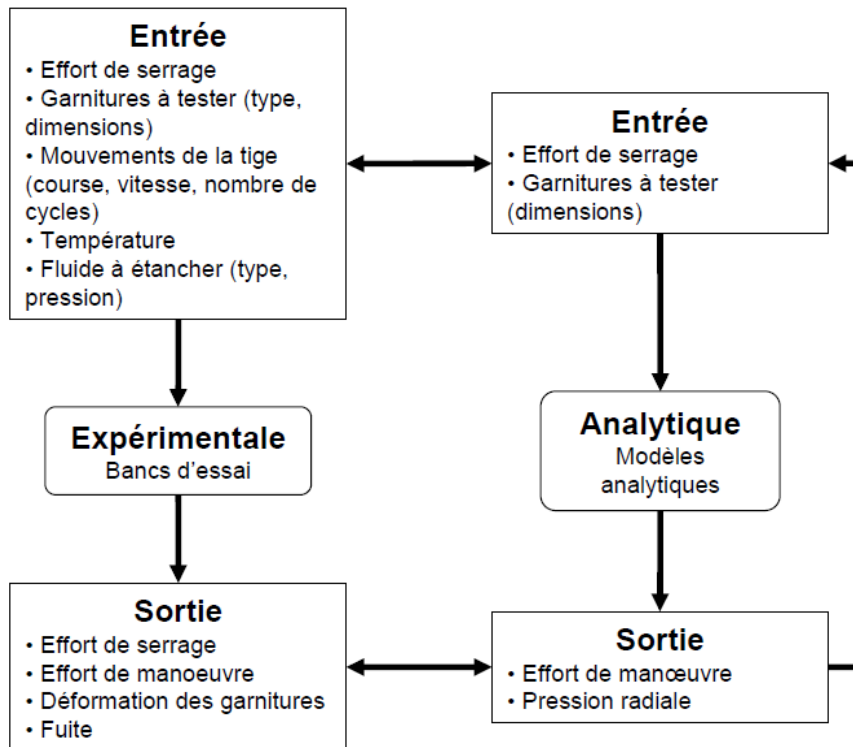


Figure 1-16 : principe de l'approche expérimentale-analytique

La première caractérisation analytique de garniture a été réalisée par Denny [41] en 1957. Il a démontré à l'aide de l'équation (éq. 1) que le coefficient de transmission  $k$  (le rapport entre la contrainte radiale/pression radiale  $P_s$  transmise et la contrainte axiale de serrage imposée  $\sigma_s$ ) est constant lorsque la contrainte axiale  $\sigma_s$  atteint une certaine valeur critique.

$$k = \frac{P_s}{\sigma_s} \quad (\text{éq. 1})$$

En effet, il s'agit d'un coefficient moyen qui ne prend pas en compte la non homogénéité de la garniture et la nature des garnitures (mode de tressage, forme, dimensions, matériau) et le frottement aux interfaces est négligeable dans le cas d'une seule garniture [42].

Pour déterminer les coefficients de transmission  $k_i$  et  $k_o$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures respectivement, l'essai de compression de garniture doit être effectué (Figure 1-17(a)) avec les tubes de mesure instrumentés qui représentent la tige et la boîte sur un robinet. Au cours d'un essai de compression (Figure 1-17(b)), une contrainte axiale  $\sigma_s$  est appliquée à la garniture. Sous cette contrainte, la garniture se déforme et exerce ainsi les contraintes radiales  $P_i$  et  $P_o$  sur les tubes interne et externe et également mesurées grâce aux tubes instrumentés. Ainsi, les coefficients de transmission  $k_i$  et  $k_o$  peuvent être déduits en connaissant la contrainte axiale  $\sigma_s$ , la contrainte radiale interne  $P_i$  et la contrainte radiale externe  $P_o$ .

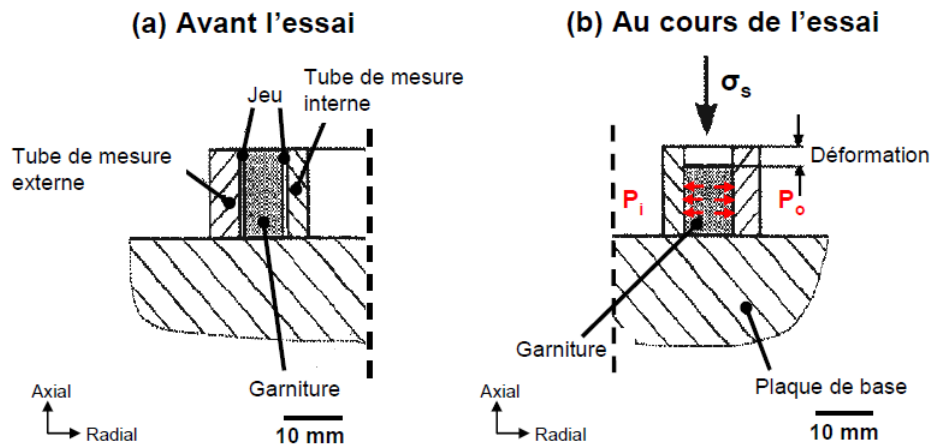


Figure 1-17 : principe de la détermination de  $k$  [37] :  
(a) avant l'essai, (b) au cours de l'essai

En 1988, Ochonski [13] a proposé un modèle théorique qui détermine la distribution de contrainte (ou pression) radiale et qui tient compte des frottements aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Les frottements aux interfaces tige-garnitures  $\mu_i$  et boîte-garnitures  $\mu_o$ , entraînent une diminution exponentielle de la contrainte axiale le long du presse-garnitures si nous supposons que les garnitures se comportent de manière élastique (éq. 2 et éq. 3).

$$\begin{cases} P_i(x) = k_i \sigma(x) = k_i \sigma_s \exp(-\beta x) & \text{(éq. 2)} \\ P_o(x) = k_o \sigma(x) = k_o \sigma_s \exp(-\beta x) & \text{(éq. 3)} \end{cases}$$

$$\text{avec } \beta = \frac{4(\mu_i k_i D_i - \mu_o k_o D_o)}{D_o^2 - D_i^2}$$

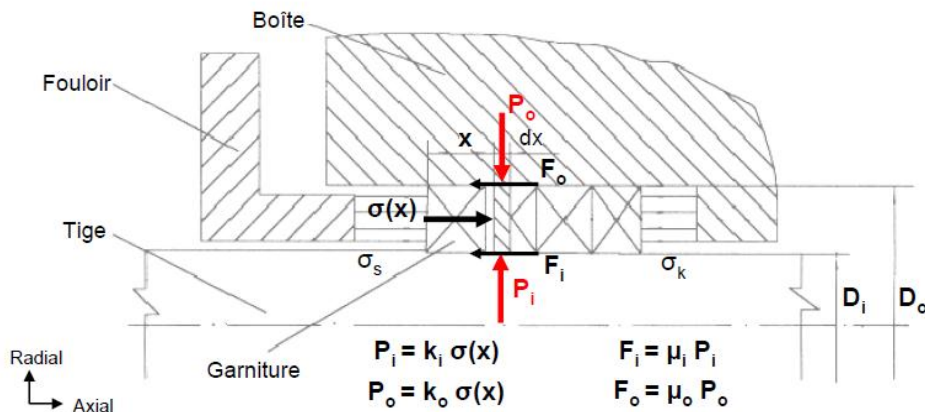


Figure 1-18 : presse-garnitures serré par l'intermédiaire du fouloir sur un robinet [43]

Ainsi, les contraintes radiales aux interfaces tige-garnitures  $P_i$  et boîte-garnitures  $P_o$  peuvent être exprimées en fonction du coefficient de transmission  $k$  et de la contrainte axiale de serrage imposée  $\sigma_s$  (Figure 1-18). En revanche, le modèle analytique d'Ochonski ne prend pas en compte de l'évolution des contraintes au sein des garnitures pendant le mouvement de la tige et l'influence du fluide à étancher en raison de la difficulté de mesurer les contraintes à l'interface tige-garnitures sur une tige mobile.

En 1997, Pengyou et al. [43] ajoute une relation supplémentaire (éq. 4) qui compare les valeurs de  $k_i$  et  $k_o$  sans les donner individuellement (Figure 1-18).

$$\left(\frac{k_i}{k_o}\right) = \left(\frac{\mu_i}{\mu_o}\right) \left(\frac{D_o}{D_i}\right) \left(\frac{3D_o + 5D_i}{5D_o + 3D_i}\right) \quad (\text{éq. 4})$$

Pour valider les équations (éq. 2 et éq. 3), Ochonski a construit un dispositif expérimental (Figure 1-19) qui permet de mesurer le coefficient de transmission  $k_i$  et  $k_o$  [13]. La contrainte axiale  $\sigma_s$  au fouloir, la contrainte en fond de boîte  $\sigma_k$ , la contrainte radiale interne  $P_i$  et la contrainte radiale externe  $P_o$  sont mesurées à l'aide de jauges de déformation placées autour d'une garniture. La garniture à tester est placée dans un banc d'essai reproduisant les conditions de serrage sur un robinet. Pour une contrainte axiale  $\sigma_s$  appliquée par le mandrin, la garniture se déforme radialement contre les chemises à paroi mince instrumentées et les contraintes radiales  $P_i$  et  $P_o$  sont mesurés. Ainsi, Ochonski détermine les coefficients  $k_i$  et  $k_o$  par les équations (éq. 2 et éq. 3).

Ochonski [13] a également réalisé des tests de compression d'une tresse en amiante imprégnée de PTFE entre deux parois minces pour déterminer les coefficients de transmission aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Sur les surfaces interne et externe des parois, des jauges de déformation sont collées qui mesurent les déformations dans la direction circonférentielle. Ochonski montre que  $k_i > k_o$  (Tableau 1-2) pour une valeur de contrainte axiale  $\sigma_s$ .

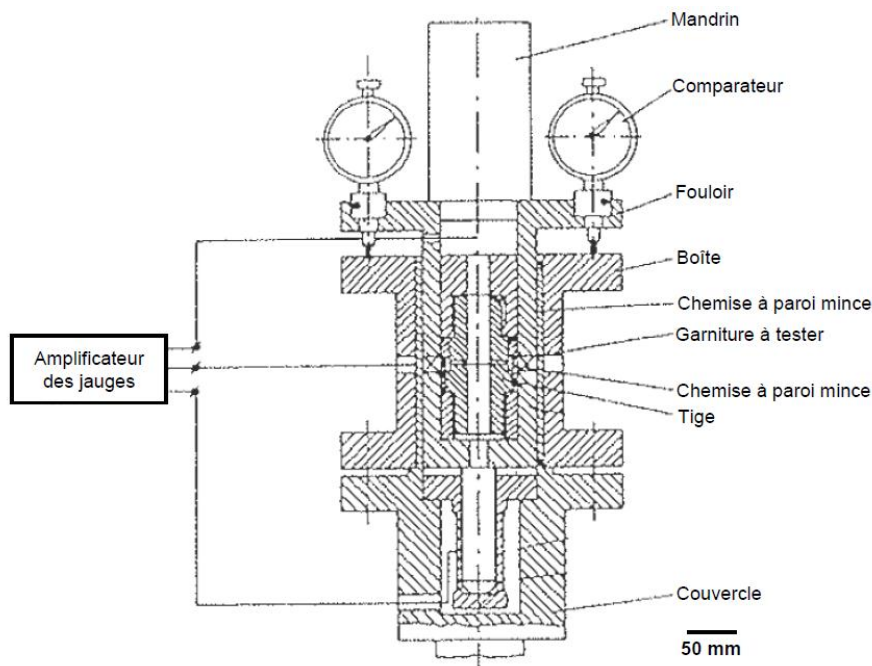


Figure 1-19 : banc d'essai d'Ochonski pour la détermination de  $k$  [13]

De la même manière, Pengyou [43] et Hayashi [44] ont repris le banc d'essai d'Ochonski et ont mesuré la contrainte en fond de boîte  $\sigma_k$ . Les coefficients  $k_i$  et  $k_o$  sont déterminés par la relation (éq. 2 et éq. 3) et en remplaçant la contrainte axiale  $\sigma_s$  par la contrainte  $\sigma$  (éq. 5).  $\sigma$  est la moyenne logarithmique de la contrainte axiale (entre la contrainte appliquée par le fouloir  $\sigma_s$  et la contrainte mesurée en bas de garniture  $\sigma_k$ ) afin d'évaluer la contrainte axiale plus précisément le long d'une garniture.

$$\sigma = \frac{(\sigma_s - \sigma_k)}{\ln(\sigma_s/\sigma_k)} \quad (\text{éq. 5})$$

Le même résultat (Tableau 1-2) est obtenu par Pengyou [43] et Hayashi [44] sur des garnitures en amiante et graphite expansé. Aucune explication physique n'est cependant donnée pour expliquer ce phénomène ( $k_i > k_o$ ). Pengyou a continué ses travaux en vérifiant les données expérimentales d'Ochonski et d'Hayashi avec l'équation analytique (éq. 4). Pengyou a constaté que son équation n'est pas valable pour des garnitures où se développent des contraintes de cisaillement très élevées comme les garnitures en graphite expansé.

Type de garnitures	$k_i$	$k_o$
Bague d'étanchéité en amiante [43]	0,89-0,91	0,58-0,59
Tresse d'étanchéité en amiante imprégnée de PTFE [13]	0,66-0,81	0,54-0,60
Bague d'étanchéité en graphite expansé [2],[37],[44]	0,62-0,80	0,66-0,82

Tableau 1-2 : différentes valeurs de k déterminées à partir des essais expérimentaux

Jusqu'à présent, les modèles analytiques se concentrent sur la détermination du paramètre k. Il est très important en matière d'étanchéité d'un robinet car il représente la capacité d'une garniture à transformer la contrainte axiale appliquée en contrainte radiale. Il y a tout intérêt à avoir la contrainte radiale la plus grande possible pour assurer l'étanchéité autour de la tige. Physiquement, il est proche de zéro lorsqu'une garniture est très rigide tandis qu'il tend vers 1 pour une garniture molle ou plastique.

Parallèlement à ces travaux, d'autres auteurs ont essayé de déterminer analytiquement l'effort nécessaire pour manœuvrer la tige dans les conditions de fonctionnement réelles d'un robinet. Un premier modèle développé par Thomson [45], exprime cet effort de manœuvre,  $F_m$  par la relation suivante :

$$F_m = F_s \frac{R_i}{R_o + R_i} \left[ 1 - \exp\left(\frac{-2\mu_i k_i h_s}{R_o - R_i}\right) \right] \quad (\text{éq. 6})$$

$$\text{avec } F_s = \pi(R_o^2 - R_i^2)\sigma_s$$

Pour déterminer l'effort de manœuvre avec (éq. 6), il faut connaître les paramètres suivants : les dimensions de garnitures (rayon intérieur  $R_i$ , rayon extérieur  $R_o$ , hauteur après serrage  $h_s$ ), le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$ , le coefficient de transmission à l'interface tige-garnitures  $k_i$  et la contrainte axiale de serrage imposée par le fouloir  $\sigma_s$ . Cette équation (éq. 6) suppose que le coefficient de frottement  $\mu_i$  et  $k_i$  ne dépendent pas de la contrainte axiale  $\sigma_s$ .



En 1999, Klenk [37] a démontré expérimentalement que les hypothèses de calcul de Thomson ne sont pas justes ( $k_i$  et  $\mu_i$  sont supposés constants en fonction de la contrainte axiale  $\sigma_s$ ) et ainsi qu'il sous-estime l'effort de manœuvre. Il propose un nouveau modèle empirique (éq. 7) basé sur des essais expérimentaux effectués sur un banc d'essai qui simule le fonctionnement d'un robinet (Figure 1-12) pour prédire cet effort de manœuvre.

$$F_m = \mu_i \pi D_i h_s k_i \sigma_s \quad (\text{éq. 7})$$

Tous les modèles analytiques qui prédisent l'effort de manœuvre de la tige nécessitent la connaissance de la valeur  $\mu_i$  (Figure 1-20). Pour valider les modèles analytiques (éq. 6 et éq. 7), les essais expérimentaux doivent être effectués sur un banc d'essai qui simule le fonctionnement d'un robinet.

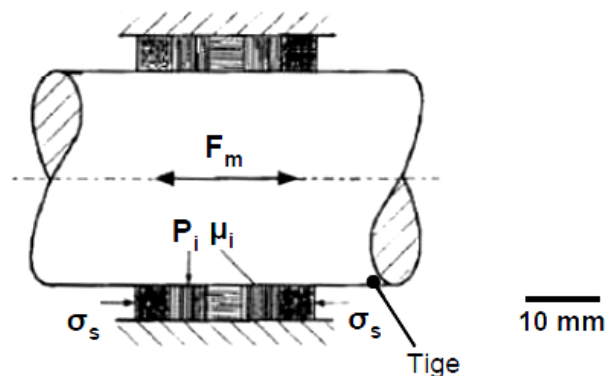


Figure 1-20 : principe de la détermination de  $\mu_i$  [37]

Sur le banc d'essai (Figure 1-12), Klenk a utilisé l'effort  $F_m$  mesuré pour déduire le coefficient de frottement  $\mu_i$  par l'intermédiaire de l'équation (éq. 7) lors des manœuvres de la tige. Il faut noter que ce coefficient de frottement est déterminé à partir du coefficient de transmission  $k$  (paramètre statique). Le Tableau 1-3 présente quelques valeurs de coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures,  $\mu_i$  déterminées avec cette méthode à partir des mesures expérimentales.

Type de garnitures	$\mu_i$
Tresse d'étanchéité en amiante imprégnée de PTFE [13]	0,02-0,06
Bague d'étanchéité en graphite expansé [37],[44],[46]	0,13-0,20
Tresse d'étanchéité en graphite expansé [37]	0,14-0,20

Tableau 1-3 : différentes valeurs de  $\mu_i$  déterminées à partir des essais expérimentaux

En général, il est très difficile de décrire analytiquement le comportement mécanique des garnitures dans un robinet en utilisant des modèles analytiques. Ceci est dû au comportement élastoplastique non linéaire d'une garniture et les conditions aux limites (l'effet de la température, la pression du fluide à étancher et les frottements aux différentes interfaces) qui sont très complexes lors du fonctionnement d'un robinet.

### 1.3.3. Couplage entre des études expérimentales et numériques

Les difficultés à décrire le comportement de garniture dans un robinet de manière analytique ont favorisé l'utilisation d'outils numériques comme approche pour déterminer la pression radiale et l'effort de manœuvre de la tige. Afin de simuler numériquement le comportement d'un presse-garnitures, le couplage entre l'approche expérimentale et l'approche numérique est nécessaire car il faut effectuer des essais de compression au préalable afin de nourrir les paramètres matériaux de garnitures dans la simulation numérique (Figure 1-21).

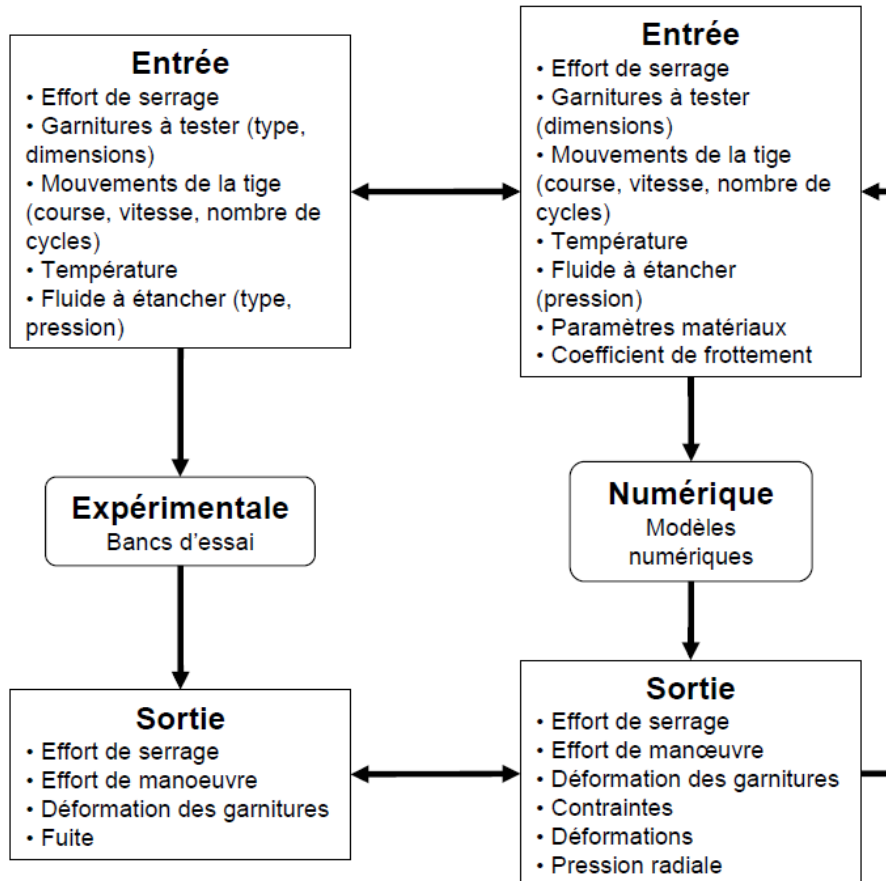


Figure 1-21 : principe de l'approche expérimentale-numérique

Depuis 1980, les garnitures couramment utilisées sont de type graphite expansé après l'interdiction de l'amiante comme matériau d'étanchéité [17]. Dans la même période, les progrès des outils et moyens de calcul ont encouragé certaines études numériques du presse-garnitures. Dans cette partie, les différentes simulations numériques de garnitures de graphite expansé ainsi que leurs lois de comportement associées seront présentées sous forme résumée.

La première simulation numérique du comportement de bague d'étanchéité en graphite expansé a été réalisée par Patron [47] avec le modèle de Cam-clay modifié linéaire intégré dans le code de calcul CESAR. CESAR est un code de calcul par éléments finis adapté à la résolution des problèmes de Génie civil et de l'Environnement qui est développé par le laboratoire central des ponts et chaussées (LCPC). Patron a choisi le modèle de Cam-clay modifié linéaire [48] qui est un modèle du type mécanique des sols, compte tenu des similitudes entre le serrage d'une garniture dans un robinet et la compaction d'un sol. À l'issue de ses travaux, le modèle par éléments finis de Patron permet de prédire correctement les

résultats expérimentaux de compression d'une bague d'étanchéité en graphite expansé sur une presse hydraulique. En revanche, l'utilisation du modèle de Cam-clay de type linéaire est très vite limitée du fait qu'il ne permet pas de modéliser la phase de compression qui est très fortement non linéaire. Cette modélisation a montré la nécessité d'employer le modèle de Cam-clay modifié du type non linéaire [49]-[50] dans la modélisation du comportement de graphite expansé.

Cette modélisation de l'essai de compression a été reprise par Roe [2] avec le modèle de Cam-clay modifié non linéaire sans cohésion (résistance à la traction) intégré dans le logiciel Abaqus. Roe souligne l'importance d'avoir un modèle prenant en compte la cohésion du matériau pour faciliter la convergence de la simulation lorsque le matériau est sollicité en traction notamment dans le cas de simulation avec contact frottant. En mécanique des sols, les sols peuvent être divisés en deux grandes catégories [51] : pulvérulent (sans cohésion) et cohérent (avec cohésion). La cohésion se traduit physiquement par les particules composant le sol qui « se collent » entre eux. De ce fait, un sol cohésif (argile) résiste mieux en traction qu'un sol pulvérulent (sable).

Dans sa thèse, Roe a développé par ailleurs un modèle par éléments finis simplifié d'un robinet (Figure 1-22), capable de prédire les contraintes dans un ensemble de garnitures en graphite expansé durant les phases de serrage et de cyclage de la tige. Différentes valeurs du coefficient de frottement aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures ont été étudiées du fait du manque de connaissance de ces valeurs. Les résultats issus de cette simulation montrent que la simulation numérique est capable de modéliser de manière réaliste le phénomène d'accommodation des contraintes observé lors des manœuvres de la tige (§ 1.1.1) alors que les modèles analytiques (§ 1.3.2) ne sont pas capables de le reproduire.

Vasse [52] a actualisé l'ensemble des travaux de la modélisation du comportement de garnitures en graphite expansé par l'intermédiaire du logiciel Code\_Aster qui introduit un modèle de Cam-clay modifié non linéaire avec prise en compte de la cohésion du graphite expansé [54]-[55]. Les résultats issus de ses travaux permettent de modéliser le comportement mécanique d'une garniture en compression et le comportement d'un presse-garnitures soumis à serrage et à manœuvres de la tige.

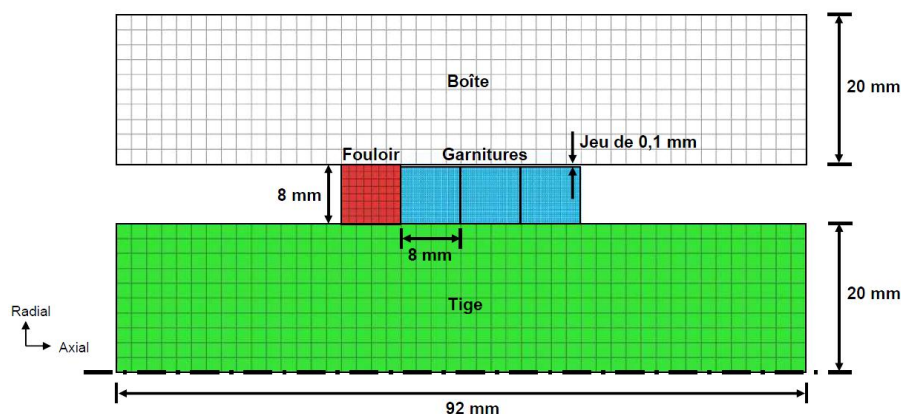


Figure 1-22 : modèle numérique de Roe [2]

Pour synthétiser, les travaux numériques sur la modélisation du comportement de garnitures en graphite expansé les plus avancés et les plus probants ont été réalisés avec le modèle de Cam-clay modifié non linéaire avec prise en compte de la cohésion, implémenté dans les codes par éléments finis.

### 1.3.4. Modèle de Cam-clay modifié

Les premiers modèles de Cam-clay sont développés par Roscoe et ses collègues de l'université de Cambridge. Le modèle initial de Cam-clay est présenté par Roscoe et Schofield en 1963 [53]. Quelques années plus tard, Roscoe et Burland ont proposé un autre modèle de Cam-clay qui s'appelle modèle de Cam-clay modifié [48].

Le terme « modifié » est introduit pour le distinguer par rapport au modèle initial de Cam-clay. De plus, le modèle de Cam-clay modifié est utilisé plus couramment dans la simulation numérique car il est plus simple à employer et capable de décrire le comportement d'argile. En mécanique des sols, certaines argiles se caractérisent par les comportements suivants [54] :

- sous chargement hydrostatique, la forte porosité de ces matériaux provoque des déformations irréversibles, correspondant à une réduction importante de la porosité. Ce mécanisme purement contractant,
- sous chargement déviatorique, ces matériaux montrent une phase contractante suivie d'une phase où le matériau se déforme à volume plastique constant ou se dilate.

L'intérêt du modèle de Cam-clay réside dans sa faculté à décrire ces phénomènes avec un minimum de paramètres notamment une seule surface de charge et un écrouissage associé à une seule variable scalaire.

De façon générale, les contraintes de compression sont présentes en mécanique des sols. Par conséquent, il convient d'utiliser une convention de signe (Figure 1-23(a)) dans laquelle les contraintes de compression sont positives. En revanche, les contraintes de traction sont définies positivement (Figure 1-23(b)) dans les codes par éléments finis (convention mécanique des milieux continus).

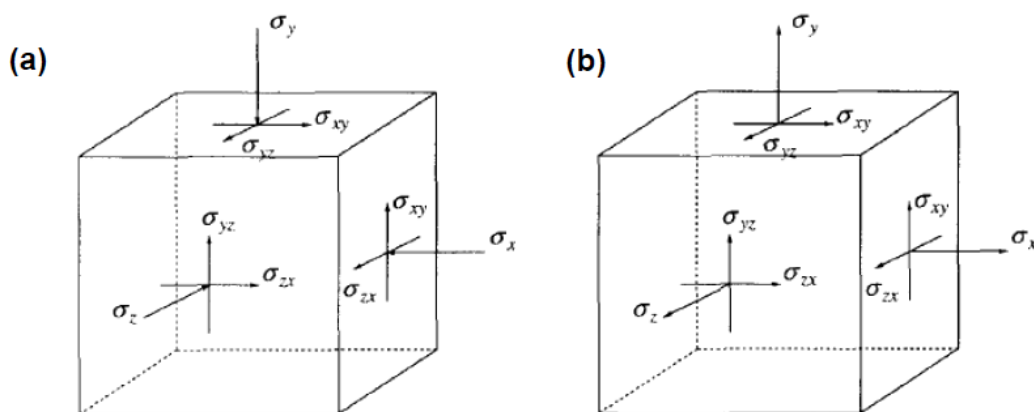


Figure 1-23 : conventions de signe [49] :  
(a) dans la mécanique des sols, (b) dans les codes d'éléments finis

Par la suite, les contraintes sont définies comme les conventions de mécanique des milieux continus.

L'état d'un sol est caractérisé au moyen des trois grandeurs suivantes [54] :

- l'indice des vides,  $e$  relié à la porosité du sol,  $\Phi$  :

$$e = \frac{\Phi}{1 - \Phi} \quad (\text{éq. 8})$$

- la contrainte hydrostatique,  $p$  :

$$p = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}) \quad (\text{éq. 9})$$

- la contrainte déviatorique,  $q$  :

$$q = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2 + 6 \times (\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)]} \quad (\text{éq. 10})$$

Le modèle Cam-clay modifié détaillé ici est constitué de quatre caractéristiques [50] :

- 1) Loi élastique,
- 2) Surface de charge,
- 3) Loi d'écrouissage,
- 4) règle d'écoulement.

#### 1.3.4.1. Loi élastique

La loi élastique intégrée dans ce modèle de Cam-clay sur le Code\_Aster [54] est isotrope et non linéaire avec :

- une partie déviatorique,  $s$  :

$$s = 2G\tilde{\varepsilon}^e \quad (\text{éq. 11})$$

$G$  le module de cisaillement et  $\tilde{\varepsilon}^e$  la déformation élastique déviatorique.

- une partie volumique,  $p$  :

$$p = \left( p_0 + \frac{K_{cam}}{k_0} \right) \exp(k_0 \Delta \varepsilon_v^e) - \frac{K_{cam}}{k_0} \quad (\text{éq. 12})$$

$$\text{avec } k_0 = \frac{1 + e_0}{k_g}$$

$p_0$  la contrainte hydrostatique initiale,  $K_{cam}$  la compressibilité initiale,  $e_0$  l'indice des vides initial,  $k_g$  le coefficient de gonflement et  $\varepsilon_v^e$  la déformation élastique volumique.

Cette loi élastique est déterminée à partir de  $G$ ,  $K_{cam}$ ,  $e_0$  et  $k_g$  [55].

### 1.3.4.2. Surface de charge

Dans le plan  $(p,q)$ , la surface de charge qui représente la limite élastique du modèle de Cam-clay modifié, s'écrit de manière suivante :

$$f = q^2 + M^2 (p - p_{\text{trac}})^2 - 2M^2 (p - p_{\text{trac}}) p_{\text{cr}} \quad (\text{éq. 13})$$

$q$  la contrainte déviatorique,  $M$  la pente de la droite d'état critique,  $p$  la contrainte hydrostatique,  $p_{\text{trac}}$  la résistance à la traction et  $p_{\text{cr}}$  la pression critique.

Cette expression représente une famille d'ellipses (centrées sur  $p_{\text{cr}}$ , Figure 1-24(a)), qui est liée à la pression de consolidation,  $p_{\text{cons}}$  ( $p_{\text{cons}} = 2 p_{\text{cr}} - p_{\text{trac}}$ ). La forme de l'ellipse est contrôlée par le paramètre  $M$  tandis que sa taille est contrôlée par la pression de consolidation  $p_{\text{cons}}$ . Si nous faisons varier la pression de consolidation de  $p_{\text{cons}0}$  à  $p_{\text{cons}1}$ , l'ellipse va devenir plus grande mais garde toujours sa forme initiale dans le plan  $(p,q)$  (Figure 1-24(a)).

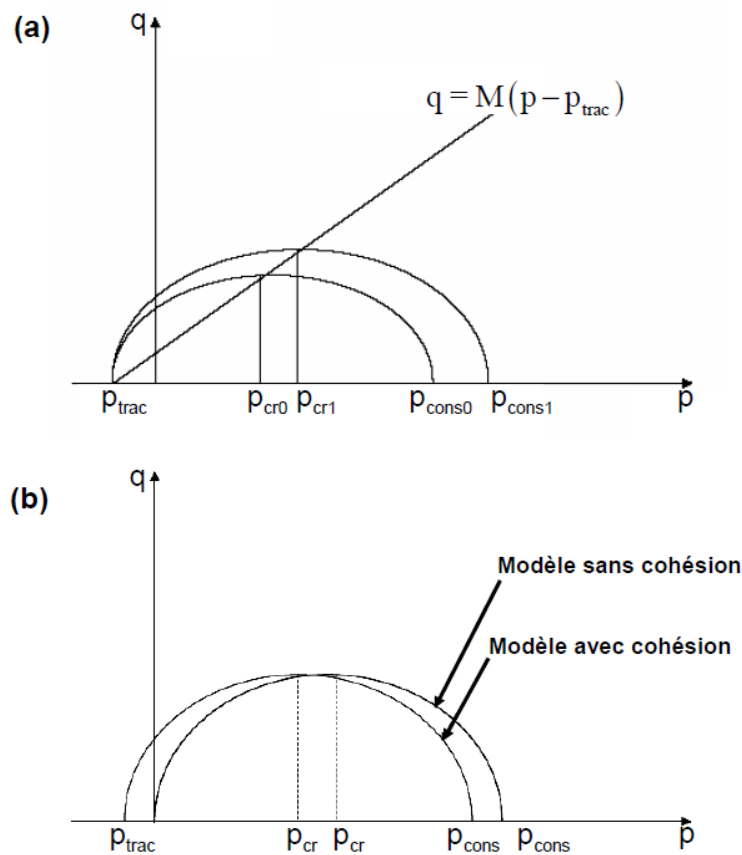


Figure 1-24 : modèle de Cam-clay modifié :

(a) famille de surfaces de charge [54], (b) modèle avec et sans cohésion [55]

La particularité du modèle de Cam-clay modifié dans le Code\_Aster est la prise en compte de la cohésion du matériau [56]. Elle a été introduite dans le modèle par le décalage de  $p$  de  $-p_{\text{trac}}$  ce qui engendre un décalage de toute l'ellipse, y compris du centre de l'ellipse,  $p_{\text{cr}}$  (Figure 1-24(b)) [55].

### 1.3.4.3. Loi d'écroûissage

L'évolution des surfaces de charge est contrôlée par la pression critique  $p_{cr}$  en se basant sur la relation suivante :

$$p_{cr} = p_{cr0} \exp \left[ \frac{1+e_0}{\lambda - k_g} \Delta \varepsilon_v^p \right] \quad (\text{éq. 14})$$

$p_{cr0}$  la pression critique initiale,  $e_0$  l'indice des vides initial,  $\lambda$  le coefficient de compressibilité,  $k_g$  le coefficient de gonflement et  $\varepsilon_v^p$  la déformation plastique volumique.

La dilatance ou la contractance du matériau se produit lorsque dans l'expression de la surface de charge,  $f$  égale à 0 (plastification) et  $p - p_{trac} \neq p_{cr}$  (Figure 1-25).

- Quand  $f = 0$  et  $p - p_{trac} < p_{cr}$ , le matériau est dilatant et  $p_{cr}$  est décroissant (adoucissement).
- Quand  $f = 0$  et  $p - p_{trac} > p_{cr}$ , le matériau est contractant et  $p_{cr}$  est croissant (durcissement).

En revanche, si  $f = 0$  et  $p - p_{trac} = p_{cr}$ , l'état contrainte est présente avec le point A sur la Figure 1-25. À ce point, le matériau atteint l'état critique, ce qui signifie son comportement devient plastique parfait.

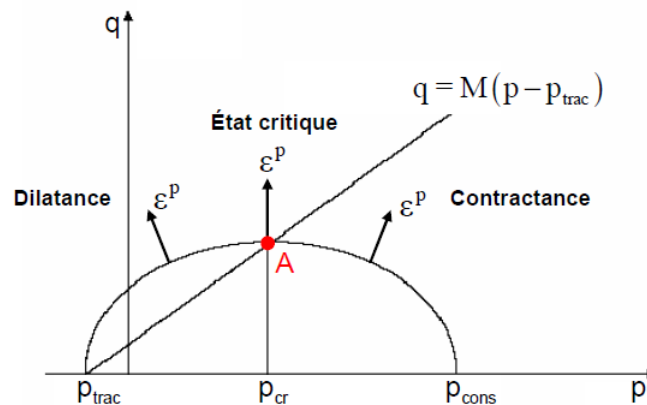


Figure 1-25 : loi d'écroûissage associée au modèle de Cam-clay modifié [2]

### 1.3.4.4. Règle d'écoulement

Le vecteur de la déformation plastique,  $\varepsilon^p$  est supposé normal à la surface de charge,  $f$  égale à 0 dans le plan  $(p, q)$  comme illustre la Figure 1-25.

En résumé, le modèle de Cam-clay modifié nécessite huit paramètres d'entrée : le module de cisaillement  $G$ , la compressibilité initiale  $K_{cam}$ , l'indice des vides initial  $e_0$ , le coefficient de gonflement  $k_g$ , la pente de la droite d'état critique  $M$ , la résistance à la traction  $p_{trac}$ , le coefficient de compressibilité  $\lambda$  et la pression critique initiale  $p_{cr0}$ .

### 1.3.5. Synthèse

La pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  sont les deux paramètres étroitement liés dans l'objectif de l'optimisation industrielle d'un presse-garnitures. Les études abordées (expérimentales, analytiques et numériques) permettent d'estimer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$ . Le Tableau 1-4 présente les avantages et les inconvénients de chaque approche.

L'approche expérimentale permet d'améliorer la compréhension du fonctionnement du presse-garnitures sur un robinet en fonctionnement notamment en prenant en compte des effets de la température et la pression du fluide à étancher par l'intermédiaire des essais effectués sur des bancs avec les conditions réelles. En revanche, aucune explication physique n'a été donnée jusqu'à ce jour pour décrire le contact frottant (comportement tribologique) tige-garnitures et son influence sur l'effort de manœuvre de la tige et l'étanchéité du presse-garnitures.

Le couplage expérimentale-analytique permet d'estimer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  de premier ordre à partir de la caractérisation mécanique des garnitures par l'intermédiaire du coefficient de transmission  $k$  et du coefficient de frottement  $\mu$ . Cependant, il est très difficile de les estimer de manière réaliste à cause du comportement élastoplastique non linéaire d'une garniture et les conditions aux limites (l'effet de la température, la pression du fluide à étancher et les frottements aux différentes interfaces) qui sont très complexes lors du fonctionnement d'un robinet. Les modèles analytiques qui adoptent des hypothèses simplificatrices ne décrivent ainsi pas le comportement des garnitures de manière réaliste.

<b>Approches</b>	<b>Avantages</b>	<b>Inconvénients</b>
Expérimentale	Reproduction des conditions de fonctionnement sur un robinet	Difficulté à mettre en œuvre (nécessite un banc d'essai)
Couplage expérimentale-analytique	Simple à mettre en oeuvre	Estimation du premier ordre
Couplage expérimentale-numérique	Reproduction de certains phénomènes physiques et détermination des paramètres influents	Nécessite des essais de caractérisation (paramètres matériaux)

Tableau 1-4 : synthèse des différentes approches

Ainsi, le couplage expérimentale-numérique est alors nécessaire pour déterminer les deux paramètres. En outre, les essais de compression sont nécessaires pour déterminer les paramètres matériaux à introduire dans la simulation numérique. Le comportement mécanique des bagues d'étanchéité en graphite expansé est identifié comme élastoplastique et peut être modélisé par le modèle de Cam-clay modifié dans la simulation d'éléments finis (Patron [47], Roe [2] et Vasse [52]). En revanche, le comportement mécanique des anneaux anti-extrusion est inconnu et nécessite des essais de caractérisation. De plus, l'approche numérique permet de prendre en compte le comportement non linéaire de garnitures et des conditions aux limites très complexes (l'effet de la température et la pression du fluide à étancher) par l'intermédiaire des simulations par éléments finis des essais effectués aux bancs. Ainsi, la



simulation par éléments finis permet d'estimer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  de manière plus réaliste.

Toutes les études identifiées dans la littérature se sont concentrées essentiellement sur la caractérisation mécanique (caractérisation volumique) de garnitures pour déterminer la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$ . En revanche, les études n'expliquent pas certains phénomènes observés au contact frottant entre la tige et les garnitures au cours du fonctionnement de robinet tels que :

- le phénomène de transfert de graphite sur la tige est constaté en fin d'essai dans le cas des garnitures en graphite expansé pendant les cycles d'ouverture/de fermeture de robinet (Figure 1-15, § 1.3.1). Ceci montre que l'usure des garnitures se produit et que le manque de matière dans le volume de garnitures influe ainsi sur son rôle d'assurer l'étanchéité autour de la tige. Dans certains cas, une fuite pourrait se produire lorsque l'usure des garnitures s'avère très importante,
- l'évolution de l'effort de manœuvre en fonction du nombre de cycles d'ouverture/de fermeture de robinet. A partir d'un certain nombre de cycles, nous constatons une forte augmentation de l'effort pouvant entraîner le blocage de la tige (Figure 1-14, § 1.3.1). Physiquement, la tige doit vaincre le frottement à l'interface tige-garnitures si le robinet veut s'ouvrir/se fermer pendant le fonctionnement. Ainsi, le frottement à l'interface tige-garniture joue un rôle important dans l'évolution d'effort de manœuvre.

Jusqu'à aujourd'hui, peu de choses ont été publiées sur le comportement tribologique (usure, frottement) du contact tige-garnitures et des recherches doivent être orientés dans cette direction afin de comprendre et éventuellement expliquer ces phénomènes à l'origine de l'étanchéité et l'effort de manœuvre. Donc, cette thèse propose de :

- déterminer le comportement mécanique des anneaux anti-extrusion (inconnu),
- estimer le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures lors des manœuvres de la tige (un progrès par rapport au travail de Klenk [37]),
- comprendre le comportement tribologique du contact tige-garnitures,
- comprendre les liens entre le comportement tribologique et les paramètres globaux (étanchéité, effort de manœuvre) afin d'optimiser l'usage du presse-garnitures.

Par ailleurs, les simulations par éléments finis sont capables de simuler le contact frottant aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures (par l'intermédiaire du coefficient de frottement  $\mu$ ) et reproduire le phénomène d'accommodation des contraintes observé lors du cyclage de tige sur les bancs d'essais. Cependant, le transfert de graphite sur la tige observé et l'augmentation de l'effort de manœuvre sont très difficiles à simuler numériquement, ce qui rend les essais sur bancs indispensables pour reproduire les phénomènes.

Cependant, l'approche expérimentale seule n'est pas suffisante à interpréter ces phénomènes, ce qui justifie l'introduction des outils tribologiques (le concept du troisième corps [57] et le circuit tribologique [59]-[60]) dans le cadre de cette thèse. Les outils tribologiques fourniront une interprétation supplémentaire en combinant les approches concernant la mécanique, la physico-chimie et la science des matériaux afin de résoudre les problèmes de frottement et d'usure.

## 1.4. Outils tribologiques pour la compréhension du contact tige-garnitures

### 1.4.1. Concept du troisième corps

Dans les années 1974, Godet a proposé le concept du troisième corps [57] par l'intermédiaire du triplet tribologique (Figure 1-26) pour identifier le milieu à l'interface de deux solides en contact. Le triplet tribologique est constitué de :

- le mécanisme, qui contient le contact et qui impose les sollicitations mécaniques et le mouvement aux deux solides en contact.
- les deux solides en contact appelés premiers corps (sites  $S_1$  et  $S_5$ ), entourent le contact et répondent aux sollicitations tribologiques imposées par le mécanisme. Ces réponses locales peuvent être des fissures ou plus souvent des déformations plastiques, entraînent le détachement de particules. Ce dernier donne alors la naissance du troisième corps.
- le troisième corps (site  $S_3$ ) qui inclue les écrans (sites  $S_2$  et  $S_4$ ), est un volume matériel présent entre les premiers corps. Les rôles du troisième corps sont :
  - de transmettre les efforts normaux entre les deux premiers corps,
  - de séparer les premiers corps,
  - d'accommoder les différentes vitesses entre les premiers corps.

Dans le même triplet tribologique (Figure 1-26), chaque site  $S_i$  peut présenter quatre modes d'accommodation (mode  $M_j$ ) possibles : mode d'élastique  $M_1$ , mode de rupture  $M_2$ , mode de cisaillement  $M_3$  et mode de roulement  $M_4$  [58]. La combinaison d'un site et d'un mode définit alors un mécanisme d'accommodation de vitesse noté  $S_i M_j$ .

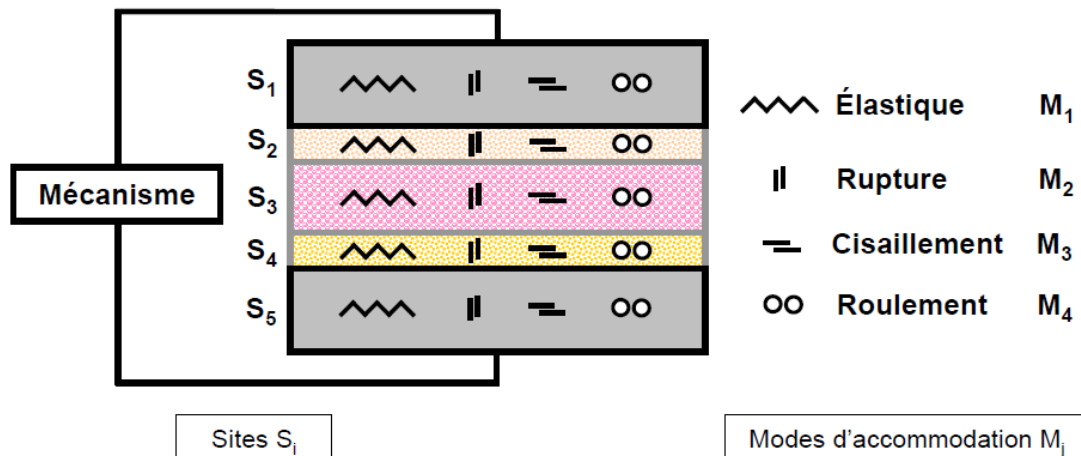


Figure 1-26 : triplet tribologique théorique et des modes d'accommodation de vitesse [57]-[59]

Le concept du troisième corps traite le frottement comme un problème de rhéologie du troisième corps tandis que l'usure est traitée comme un problème d'écoulements du troisième corps [59].

À l'heure actuelle, la rhéologie du troisième corps est évaluée grâce aux observations de particules du troisième corps dont sa morphologie est formée par les écoulements. Ces observations permettent une évaluation qualitative sur les propriétés du troisième corps notamment la « cohésion » et la « ductilité » [59]. Le terme « cohésion » a été choisi pour faire l'analogie à la cohésion de la poudre tandis que le terme « ductilité » fait analogie aux écoulements plastiques des métaux. Les valeurs de la cohésion et de la ductilité évaluées à une échelle donnée sont ainsi corrélées aux valeurs du coefficient de frottement mesurées.

En se faisant le lien entre sur le triplet tribologique théorique (Figure 1-26) et les observations du contact tige-garnitures dans la littérature [40],[61], la Figure 1-27(a) présente l'application du triplet tribologique au contact tige-garnitures. Dans les études expérimentales existantes, le troisième corps a été identifié de manière indirecte par plusieurs chercheurs lors des observations de la tige en fin d'essais sur les bancs, simulant le fonctionnement d'un robinet (Figure 1-27(b) et Figure 1-27(c)). En revanche, ces observations ne fournissent qu'une vue statique du contact, ce qui est loin de la réalité [62].

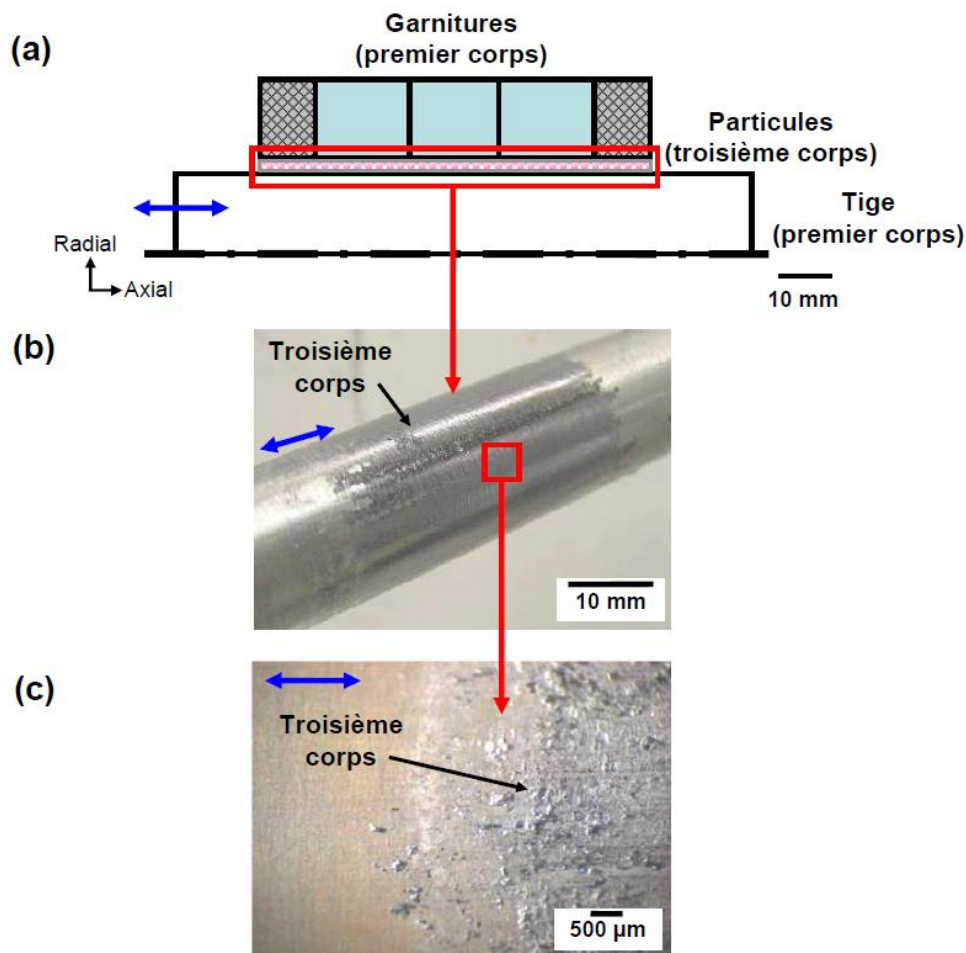


Figure 1-27 : (a) triplet tribologique appliqué au contact tige-garnitures, (b) observation de la tige à l'échelle macroscopique [61], (c) observation de la tige à l'échelle mésoscopique [40]

Le concept du troisième corps a été progressivement développé en incluant la notion du circuit tribologique [59],[60] afin d'interpréter l'écoulement du troisième corps de manière dynamique. Le circuit tribologique décrit les écoulements du troisième corps entre les deux premiers corps. Pour un contact élémentaire  $dx$  en deux dimensions, le circuit tribologique (Figure 1-28(a)) définit l'équilibre des différents débits les deux premiers corps ( $S_1$  et  $S_5$ ) dans un contact [60] :

- le débit source  $Q_s$  représente le détachement de particules des deux premiers corps (la tige et les garnitures), qui conduit à la formation du troisième corps (une couche continue ou discontinue qui sépare les premiers corps).
- le débit interne  $Q_i$  est le débit du troisième corps qui circule entre les deux premiers corps.
- le débit externe  $Q_e$  est le débit du troisième corps qui est sorti du contact. Il est constitué du débit de recirculation  $Q_r$  et le débit d'usure  $Q_w$ .  $Q_r$  correspond au troisième corps réintroduit dans le contact tandis que  $Q_w$  représente le troisième corps éjecté définitivement du contact.

Le circuit tribologique (Figure 1-28(b)) décrivant les différents débits dans un contact, sera utilisé pour identifier le scénario de l'histoire du contact tige-garnitures.

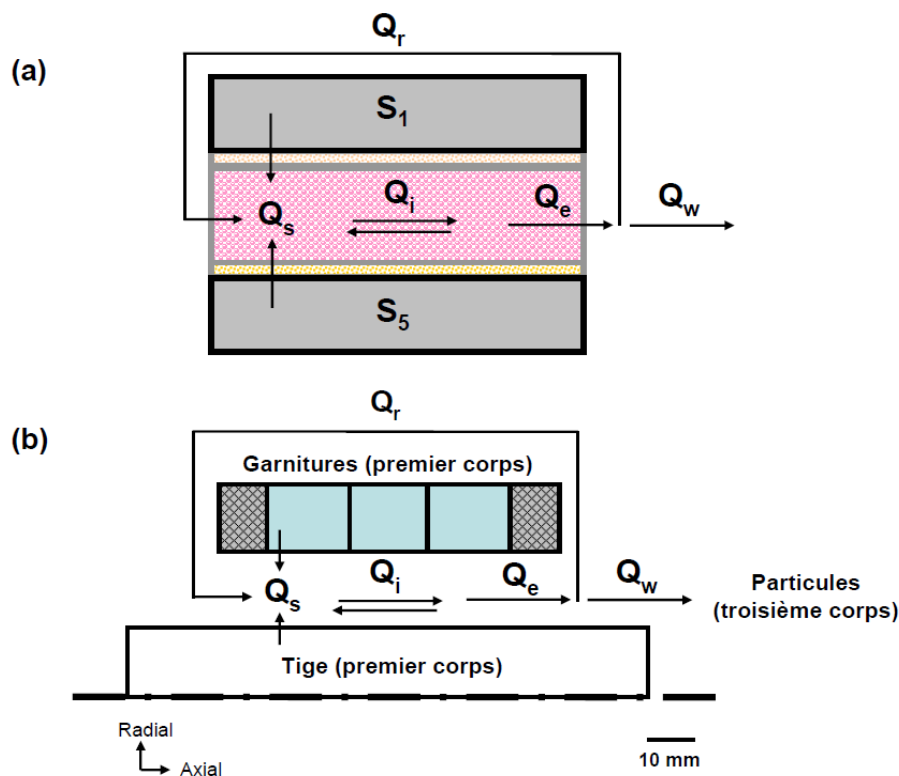


Figure 1-28 : (a) circuit tribologique théorique [59],[60],  
(b) circuit tribologique appliqué au contact tige-garnitures

En effet, le troisième corps produit dans le contact tige-garnitures lors des manœuvres de tige (Figure 1-27(b) et Figure 1-27(c)) influence le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures. D'une part, l'accommodation de vitesse du troisième corps contrôle le frottement à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige à l'échelle globale. D'autre part, le circuit tribologique (Figure 1-28(b)) décrivant le scénario l'histoire du contact tige-garnitures, contrôle à son tour, l'étanchéité à l'interface tige-garnitures.

### 1.4.2. Démarche de caractérisation tribologique

Cette étude de thèse nécessite d'identifier les conditions de contact tige-garnitures au préalable pour comprendre les liens entre le comportement tribologique (usure, frottement) et les paramètres globaux (l'étanchéité, l'effort de manœuvre) afin d'optimiser l'usage du presse-garnitures. Les études identifiées dans la littérature (§ 1.3) ne tiennent pas en compte le troisième corps [57] produit dans le contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige (Figure 1-27(b) et Figure 1-27(c), § 1.4.1). Par conséquent, l'optimisation industrielle n'a pas pu être achevée jusqu'à ce jour.

En réalité, il existe deux types de caractérisation nécessaires : la caractérisation mécanique de garnitures et la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures (frottement, usure), afin d'identifier les conditions de contact tige-garnitures et de déterminer la pression  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  de manière plus réaliste (Figure 1-29). En revanche, cette identification est difficilement possible à travers de la caractérisation mécanique (volumique) des garnitures seule, ce qui est utilisé par les études existantes. Il faut donc reconstituer ces conditions par la caractérisation volumique des garnitures et la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures.

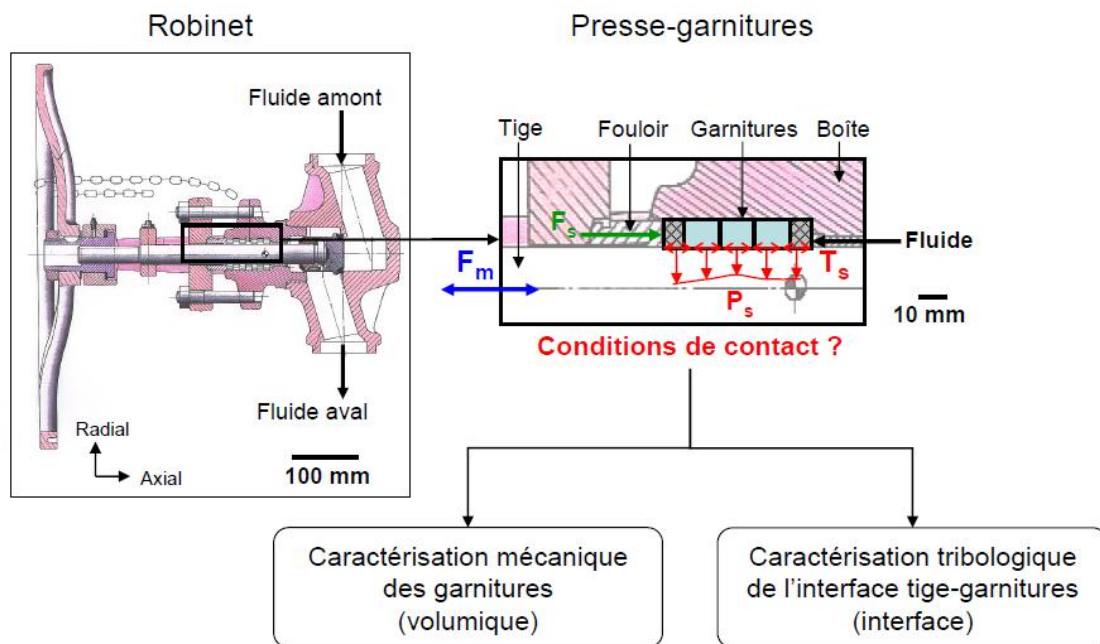


Figure 1-29 : identification des conditions de contact par caractérisations volumique et tribologique de l'interface du contact tige-garnitures

Pour ce qui est de la caractérisation volumique des garnitures, des essais de compression doivent être réalisés sur les garnitures en graphite expansé (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) afin de combler le manque de connaissances sur l'anneau anti-extrusion.

Pour ce qui est de la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures, une double approche expérimentale-numérique est nécessaire. Les essais expérimentaux sur un banc simulant le fonctionnement d'un robinet, permettent de reproduire les conditions de contact à l'interface tige-garnitures. En outre, l'instrumentation expérimentale sur le banc (mesures d'effort de manœuvre de la tige et de déformée radiale de la tige) permet d'en déduire le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures lors des manœuvres de la tige.

Les outils tribologiques (le concept du troisième corps et le circuit tribologique) qui tracent des conditions de contact sont introduits afin d'améliorer la compréhension du comportement tribologique (usure, frottement) du contact tige-garnitures. En effet, il est quasi-impossible d'identifier les conditions de contact à l'interface tige-garnitures (à travers d'un contact confiné) pendant les essais sur le banc d'essai. Par conséquent, il faut reconstituer les conditions de contact en utilisant les outils tribologiques via les observations microscopiques et l'analyse EDX (Energy Dispersive X-ray) sur les garnitures et la tige après essais.

Afin de pallier le manque d'instrumentation locale des essais précédents, l'instrumentation numérique a été employée par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis. Les résultats issus des essais de compression des garnitures, serviront de base pour identifier les paramètres matériaux à introduire dans la simulation numérique. D'une part, l'instrumentation numérique permet de déterminer la distribution de la pression radiale  $P_s$  (locale) à l'interface tige-garnitures et d'estimer le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures. D'autre part, elle permet aussi de souligner les paramètres déterminants des évolutions de l'étanchéité et l'effort de manœuvre par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.

# **Chapitre 2**

## **Caractérisation volumique des garnitures**

# 2

## Caractérisation volumique des garnitures

2.1.	ESSAIS DE COMPRESSION DE GARNITURES .....	58
2.1.1.	<i>Détails expérimentaux</i> .....	58
2.1.2.	<i>Analyse des résultats expérimentaux</i> .....	62
2.1.2.1.	Comportement axial des garnitures en graphite expansé .....	62
2.1.2.2.	Comportement radial des garnitures en graphite expansé.....	64
2.2.	SIMULATION NUMERIQUE DES ESSAIS DE COMPRESSION .....	68
2.2.1.	<i>Détails de la simulation</i> .....	68
2.2.2.	<i>Recalage numérique</i> .....	70
2.2.3.	<i>Analyse des résultats numériques</i> .....	73
2.3.	SYNTHESE .....	75



## Chapitre 2. Caractérisation volumique des garnitures

La synthèse bibliographique (§ 1.3.5, Chapitre 1) a montré les besoins d'orienter cette thèse vers la caractérisation volumique des garnitures et la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures afin de reconstituer les conditions de contact tige-garnitures sur un presse-garnitures en fonctionnement. Dans ce chapitre, la démarche de la caractérisation volumique des garnitures en graphite expansé (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) sera présentée. En effet, il s'agit de connaître la relation entre l'effort de serrage imposé  $F_s$  et la pression radiale transmise  $P_s$  par l'intermédiaire de la loi de comportement de garnitures (Figure 2-1). Cependant, cette caractérisation ne prend en compte le troisième corps présent dans le contact tige-garnitures (§ 1.4, Chapitre 1). Lors des manœuvres de la tige, le troisième corps modifie des conditions de contact et celles-ci influent à leur tour l'étanchéité et l'effort de manœuvre.

Dans la caractérisation volumique des garnitures, des essais reproduisant les conditions de serrage d'une garniture en graphite expansé (statique) sur un robinet, seront réalisés sur une machine de compression. D'après la littérature, Patron [47], Klenk [37], Roe [2] et Vasse [52] ont réalisé des essais de compression uniquement sur des bagues d'étanchéité en graphite expansé. Cependant, les résultats d'essais ne correspondent pas entre les différents auteurs alors que le même type de matériau (graphite expansé) a été testé. Par conséquent, il est déduit que le comportement mécanique des bagues d'étanchéité en graphite expansé peut varier en fonction des paramètres physiques des bagues (type, dimensions, pression de matricage, ...).

Cette constatation justifie des essais de compression réalisés sur des bagues d'étanchéité en graphite expansé dans le cadre de cette thèse. De plus, cette thèse propose également la caractérisation volumique de l'anneau anti-extrusion en graphite expansé afin de combler le manque de connaissances sur son comportement mécanique.

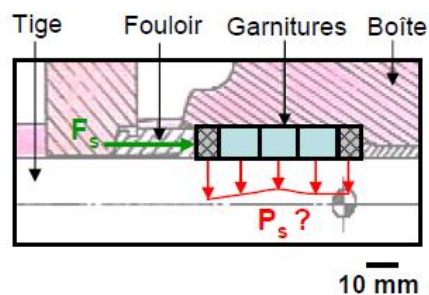


Figure 2-1 : principe de la caractérisation volumique des garnitures

## 2.1. Essais de compression de garnitures

### 2.1.1. Détails expérimentaux

Les essais de compression de garnitures en graphite expansé ont été menés sur une machine de compression (Figure 2-2). Le montage a été conçu par Vasse [52] pour reproduire les conditions de serrage d'une garniture sur un robinet. La Figure 2-2(a) présente le montage monté dans la machine de compression. Le mandrin (Figure 2-2(b)) représente à la fois la tige et le fouloir (Figure 2-1) d'un robinet tandis que la chemise et le moule (Figure 2-2(c)) représentent la boîte (Figure 2-1). Le montage et la machine de compression mesurent les paramètres suivants :

- l'effort appliqué à la garniture  $F_s$  par le capteur de force de la machine de compression ( $0-100 \text{ kN} \pm 0,5 \text{ kN}$ ),
- l'écrasement de la garniture par un capteur de déplacement fixe par rapport au bâti de la machine de compression ( $0-20 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$ ),
- les déformations circonférentielles de la chemise à l'aide de trois jauges de déformation placées à  $120^\circ$  sur la face externe du montage expérimental. Ces mesures permettront une estimation de la contrainte radiale exercée par la garniture sur la chemise par l'intermédiaire de la simulation numérique (Annexe A.1).

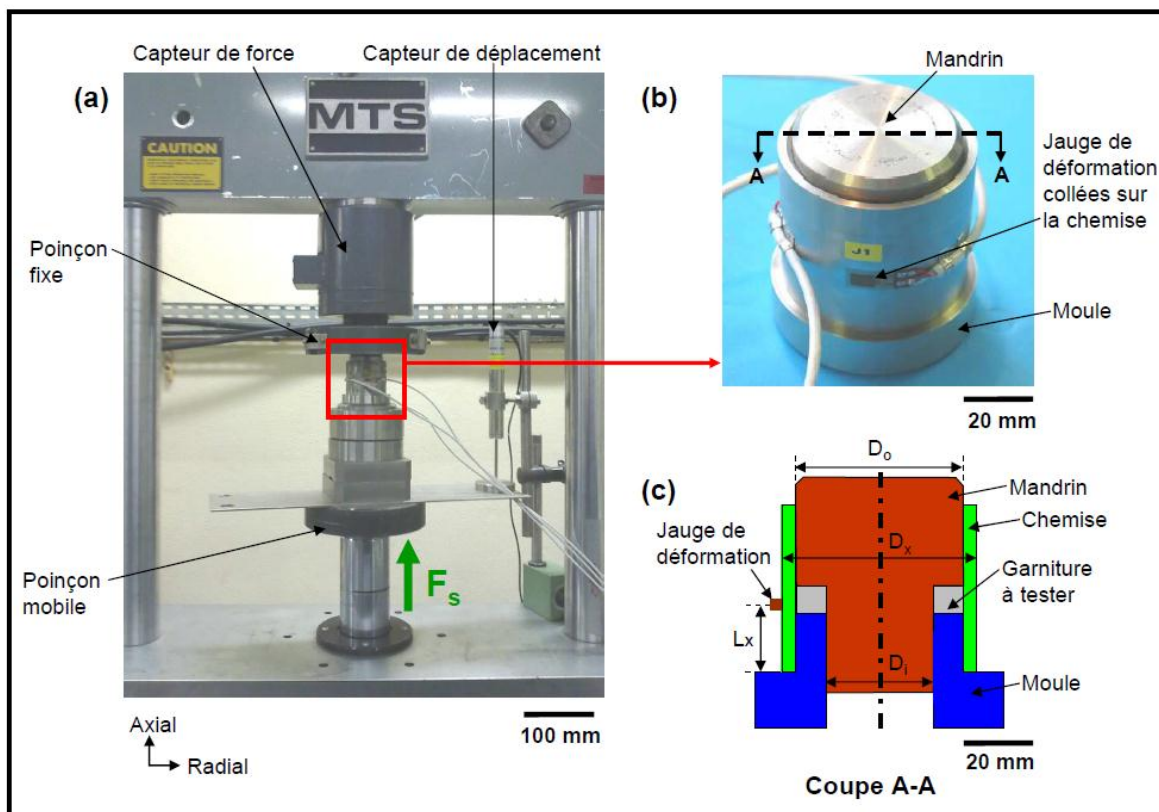


Figure 2-2 : essais de compression de garnitures : (a) machine de compression, (b) montage expérimental, (c) vue en coupe du montage expérimental

Les essais de compression sont réalisés à température ambiante sur une garniture en graphite expansé, c'est-à-dire, une bague d'étanchéité ou un anneau anti-extrusion testé indépendamment. Leurs dimensions sont 30,5 mm x 46,4 mm x 8,2 mm et 30,5 mm x 46,6 mm x 3,4 mm respectivement. Le montage expérimental a un diamètre intérieur  $D_i$  égal à 30,0 mm et un diamètre extérieur  $D_o$  égal à 46,0 mm. La chemise du montage a un diamètre intérieur égal à 46,0 mm et un diamètre extérieur  $D_x$  égal à 54,0 mm (Figure 2-2(c)).

Pendant les essais, différents moules ont été utilisés en fonction de la hauteur de garnitures afin de mesurer les déformations circonférentielles correctement à l'aide des jauges de déformation collées à la hauteur  $L_x$  de 25,0 mm sur la chemise (Figure 2-2(c)). Pour chaque garniture à tester, le protocole expérimental suivant a été établi :

- avant l'essai, la garniture est pesée et sa hauteur est mesurée afin de déterminer son indice des vides initial [47] (paramètre matériau à introduire dans la simulation numérique, § 1.3.4, Chapitre 1). Elle est ensuite placée dans le montage expérimental,
- l'ensemble du montage est posé sur le poinçon mobile de la machine de compression. Le poinçon mobile est déplacé verticalement jusqu'à ce que la face supérieure du mandrin entre en contact avec le poinçon fixe comme illustré dans la (Figure 2-2(a)) (vérification avec le capteur de force de la machine de compression qui fait apparaître une force non nulle au moment de l'accostage),
- l'acquisition des mesures (l'effort appliqué à la garniture, le déplacement du poinçon mobile et les déformations circonférentielles de la chemise) est enclenchée,
- sur la même garniture, plusieurs séries de 15 cycles de compressions et décharges à différents niveaux d'effort sont réalisés en pilotant la machine de compression en effort (Figure 2-3). En effet, Vasse [52] a constaté que la bague d'étanchéité en graphite expansé s'accommode (décalage et puis stabilisation des cycles de chargement/déchargement) durant les cyclages d'effort. Physiquement, l'accommodation est associée au comblement partiel des vides [52] présents dans la bague. Cet essai de cyclage permet en outre de déterminer certains paramètres matériaux à introduire dans la simulation numérique par la suite. En raison des risques du désaccostage du montage expérimental de la machine de compression, l'effort minimum lors de déchargement pris est égal à 1 kN. La vitesse de chargement/déchargement adoptée est égale à 5 kN/s en se basant sur des essais préliminaires montrant que la vitesse de chargement n'influe pas sur le comportement mécanique des garnitures.

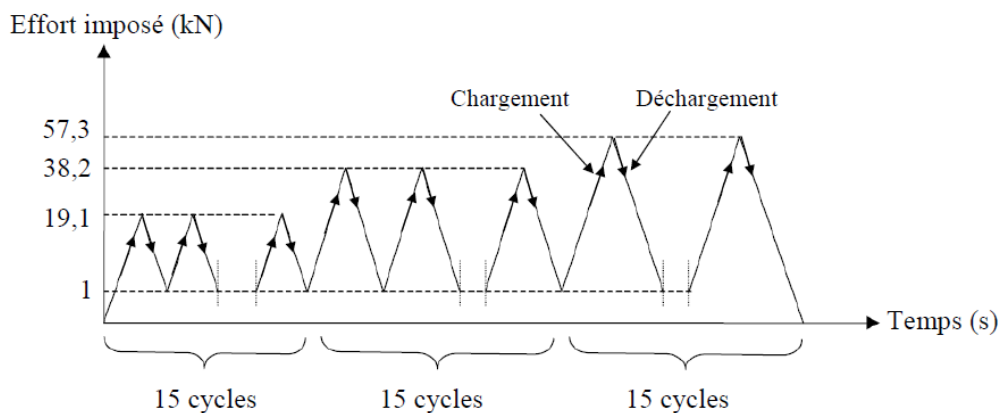


Figure 2-3 : évolution de la consigne d'effort de la machine de compression en fonction du temps

La Figure 2-4 résume les paramètres mesurés au cours d'un essai de compression d'une bague d'étanchéité en graphite expansé (BE) et d'un anneau anti-extrusion en graphite expansé (AE). Par ailleurs, l'indice des vides,  $e$  (relié à la porosité, § 1.3.4, Chapitre 1) est évalué à partir de la masse volumique apparente d'une garniture en graphite expansé,  $\rho_a$  en utilisant l'équation (éq. 15) [47],[52].

$$e = \frac{\rho_s}{\rho_a} - 1 \quad (\text{éq. 15})$$

$$\text{avec } \rho_a = \frac{M_g}{\pi(R_o^2 - R_i^2)h_g}$$

D'où :

- $\rho_s$ , la masse volumique de la matrice solide (2330 kg/m<sup>3</sup> pour une bague d'étanchéité et 4820 kg/m<sup>3</sup> pour un anneau anti-extrusion respectivement [47],[52]). Dans un premier temps, nous avons décidé de reprendre ces valeurs car les garnitures testées sont comparables. L'étude de sensibilité (par l'intermédiaire de la porosité initiale, Annexe A.4.1) confirmera ce choix,
- $M_g$ , la masse de la garniture,
- $R_o$  et  $R_i$ , les rayons extérieur et intérieur de la garniture,
- $h_g$ , la hauteur de la garniture.

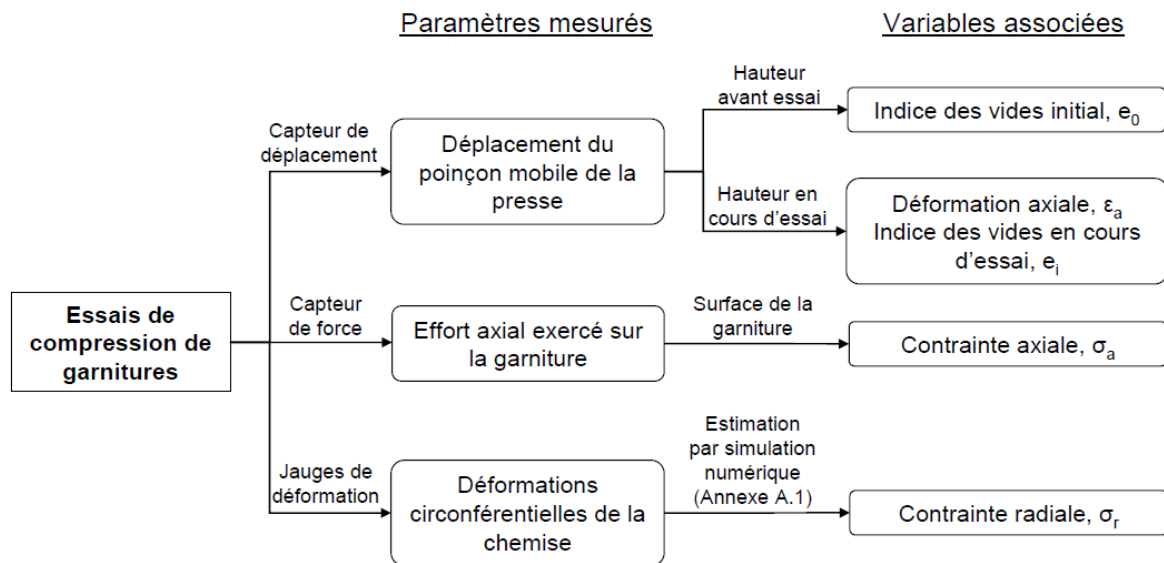


Figure 2-4 : paramètres mesurés au cours d'un essai de compression

Les essais de compression (Tableau 2-1) permettent d'estimer le coefficient de transmission  $k_o$  (rapport de la contrainte radiale sur la contrainte axiale sur le diamètre extérieur d'une garniture : éq. 1, § 1.3.2, Chapitre 1) [41] et de le comparer avec les valeurs déterminées dans la littérature [2],[37],[52] pour une bague d'étanchéité en graphite expansé. Cette comparaison du coefficient de transmission est détaillée dans le § 2.1.2.2.

Pour un même type de garnitures, trois essais sont réalisés afin de vérifier leur reproductibilité. Une fréquence d'acquisition de 10 Hz a été choisie pour tous les essais réalisés. Pour le plus petit effort imposé à la garniture ( $19,1 \text{ kN} \pm 0,5 \text{ kN}$ ), cela permet d'enregistrer 90 points pour un cycle de chargement/déchargement (Figure 2-3) à une vitesse de 5 kN/s, ce qui est suffisant pour les essais de compression réalisés dans la condition statique.

Référence essai	Caractéristiques des garnitures en graphite expansé				
	Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Hauteur initiale (mm)	Masse (g)	Indice des vides initial (sans dimension)
BE_a	30,50	46,40	8,12	11,71	0,55
BE_b	30,50	46,40	8,35	12,36	0,51
BE_c	30,50	46,40	8,22	12,31	0,50
AE_a	30,50	46,60	3,36	6,94	1,22
AE_b	30,50	46,60	3,34	6,83	1,25
AE_c	30,50	46,60	3,45	6,91	1,29

Tableau 2-1 : liste des essais de compression réalisés

## 2.1.2. Analyse des résultats expérimentaux

### 2.1.2.1. Comportement axial des garnitures en graphite expansé

La Figure 2-5 représente la contrainte axiale mesurée des garnitures en graphite expansé en fonction de la déformation axiale, obtenue sous chargement cyclique par paliers (Figure 2-3). Ces résultats sont représentatifs puisque la reproductibilité des essais a été vérifiée pour les deux types de garnitures (i.e. écart inférieur à 5 % entre deux essais).

Sous un chargement axial imposé,  $\sigma_a$  (Figure 2-5), la bague d'étanchéité et l'anneau anti-extrusion se comportent de façon non linéaire. Sous les mêmes sollicitations de compression, l'anneau anti-extrusion se déforme beaucoup plus que la bague d'étanchéité pour la même valeur de contrainte axiale imposée (Figure 2-5(b)). Le chargement axial  $\sigma_a$  déforme plastiquement les garnitures au-delà de la pression de matriçage (la pression de compression appliquée sur la garniture lors de sa fabrication, § 1.2.1, Chapitre 1). Celle-ci constitue le seuil d'élasticité initiale de la garniture (30 MPa et 40 MPa pour la bague d'étanchéité et l'anneau anti-extrusion respectivement) [2],[52].

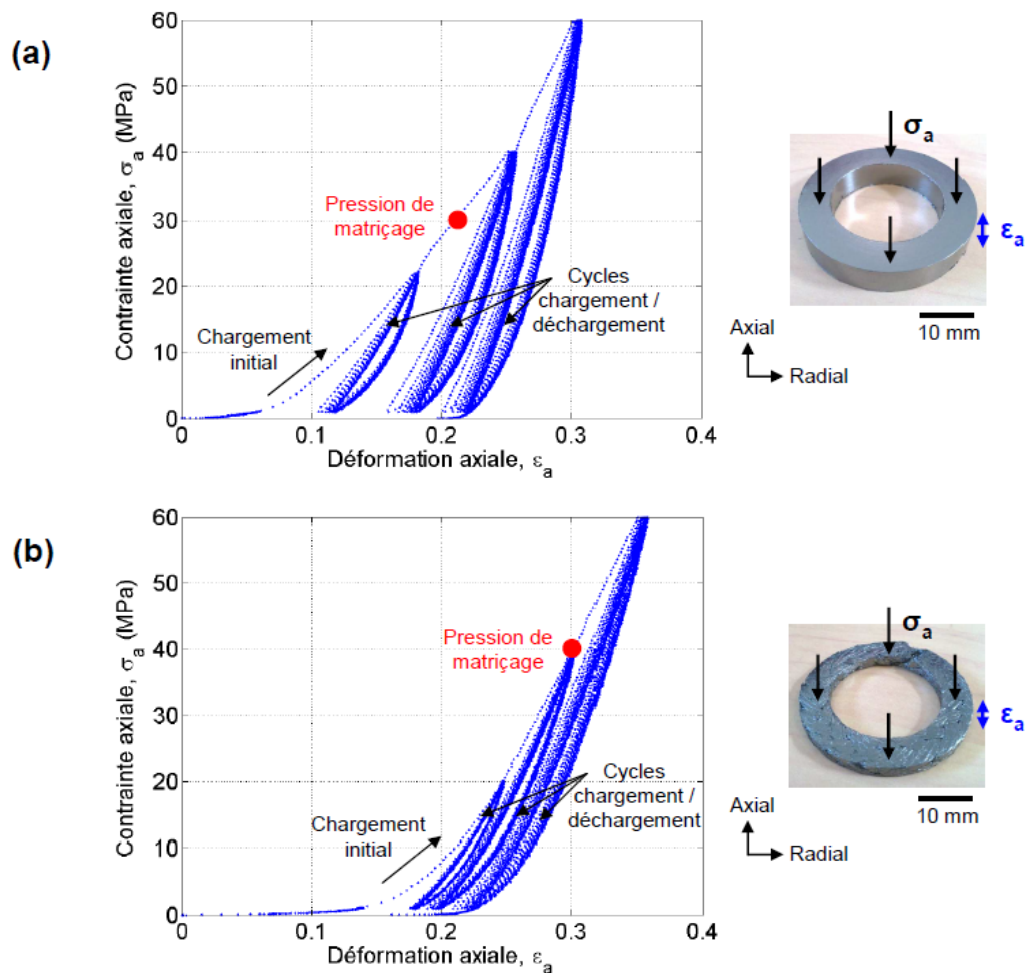


Figure 2-5 : évolution de la contrainte axiale en fonction de la déformation axiale :  
(a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

Au cours des cycles de chargement et déchargement (Figure 2-5), le phénomène du comblement partiel des vides se produit au sein des garnitures, ce qui se traduit par le décalage et puis stabilisation des cycles chargement/déchargement. Physiquement, le graphite expansé qui constitue les garnitures neuves peut être considéré avant essai comme un matériau poreux grâce à ses propriétés macroscopiques (§ 1.2.1, Chapitre 1). Sous le chargement axial cyclique, les porosités initiales se referment. Une reprise élastique non linéaire est constatée lors du déchargement (Figure 2-5). Ainsi, les garnitures (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) en graphite expansé se comportent de façon élastoplastique.

Par ailleurs, les essais de compression de garnitures dans le montage expérimental peuvent être assimilés aux essais oedométriques en mécanique des sols [47] (§ 1.3.3, Chapitre 1). Pour les essais réalisés, il est intéressant de représenter l'évolution de l'indice des vides en cours d'essai  $e_i$  en fonction du logarithme de la contrainte axiale appliquée sur les garnitures (Figure 2-6). Le chargement axial imposé,  $\sigma_a$  entraîne une diminution du volume des pores dans les garnitures (§ 1.3.3, Chapitre 1) [47], ce qui traduit par une diminution de l'indice des vides,  $e$  observée dans la Figure 2-6. En outre, les Figure 2-6(a) et Figure 2-6(b) permettront par la suite de déterminer certains paramètres matériaux à introduire dans la simulation numérique (Annexe A.3.1).

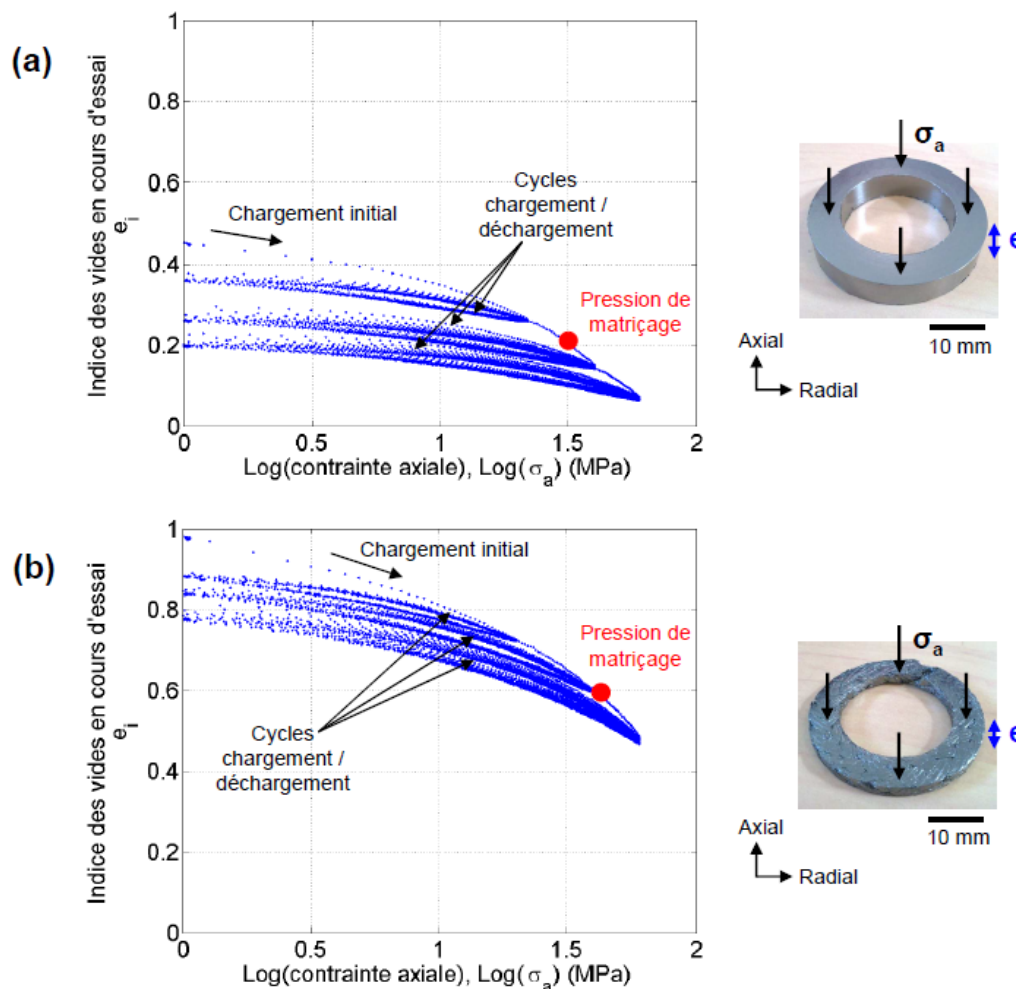


Figure 2-6 : évolution de l'indice des vides en cours d'essai :  
 (a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

### 2.1.2.2. Comportement radial des garnitures en graphite expansé

Sous un chargement axial imposé, la garniture confinée dans le montage expérimental se déforme par expansion radiale et exerce à son tour des contraintes radiales sur le mandrin et sur la chemise. La chemise instrumentée de jauges de déformation, mesurent alors les déformations circonférentielles produites par la garniture. Par l'intermédiaire de la simulation numérique (Annexe A.1), les contraintes radiales sur la chemise peuvent être estimées à partir des déformations circonférentielles mesurées. La Figure 2-7 montre les valeurs de contraintes radiales estimées pour chaque mesure de jauges (jauge de n° 1 à n° 3) par la simulation numérique.

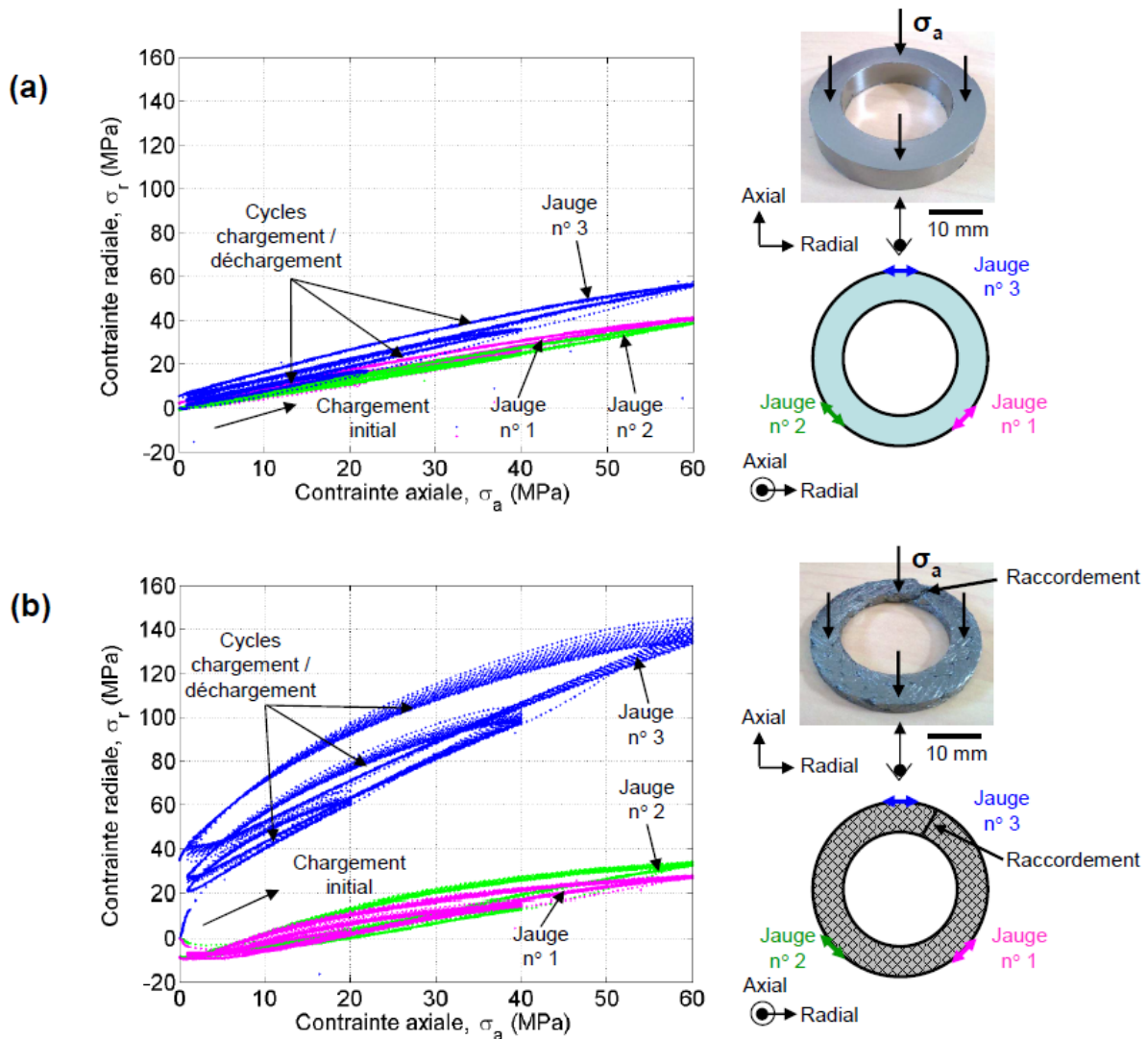


Figure 2-7 : évolution de la contrainte radiale en fonction de la contrainte axiale :  
(a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

Dans le cas de la compression d'une bague d'étanchéité (Figure 2-7(a)), la contrainte radiale mesurée par les jauges n° 1 et n° 2 est quasiment la même (i.e. différence inférieure à 10 % entre les deux jauges). À l'échelle macroscopique, la bague d'étanchéité est une bague fermée (Figure 1-6(a), Chapitre 1). Celle-ci permet de répartir la contrainte radiale de manière uniforme sur la surface circonférentielle extérieure de la bague. En revanche, la jauge n° 3 affiche une valeur bien supérieure aux autres jauges (i.e. jusqu'à 35 % de différence). Cette



différence peut être expliquée par le procédé de fabrication (§ 1.2.1.1, Chapitre 1). En effet, la bague d'étanchéité est obtenue à partir du matriçage du ruban de graphite expansé (Figure 1-9, Chapitre 1). Sous la pression de matriçage, le ruban se déforme et cherche à « remplir » le volume du moule. Ainsi, il n'est pas étonnant que la bague obtenue à la fin soit non homogène au niveau de sa circonférence : la matière peut s'écouler plus facilement selon une direction plutôt qu'une autre. Par conséquent, la divergence de mesure constatée sur la jauge n° 3 pourrait être associée à la non homogénéité circonférentielle de la bague.

Dans le cas de la compression d'un anneau anti-extrusion (Figure 2-7(b)), la contrainte radiale estimée à partir de la mesure de la jauge n° 3 est largement supérieure aux contraintes radiales estimées à partir des autres jauges. Cette divergence de mesure peut être associée à sa forme structurale puisqu'il dispose d'un raccordement issu du procédé de fabrication. Sous un chargement axial imposé, l'anneau se déforme sur toute sa circonférence, y compris le raccordement. Physiquement, le raccordement « s'ouvre » et provoque une « surdéformation » locale de la chemise, ce qui implique une forte asymétrie sur le pourtour de la chemise. Ainsi, la contrainte radiale au niveau de la jauge n° 3 augmente jusqu'à une valeur bien supérieure à la contrainte axiale appliquée par la presse (60 MPa). Pour pallier cette incohérence des mesures due à l'asymétrie structurale de l'anneau anti-extrusion, des essais supplémentaires ont été réalisés sur trois anneaux anti-extrusion (AE n° 1, AE n° 2 et AE n° 3) superposés dont chaque raccordement est orienté face à chacune des jauges (Figure 2-8).

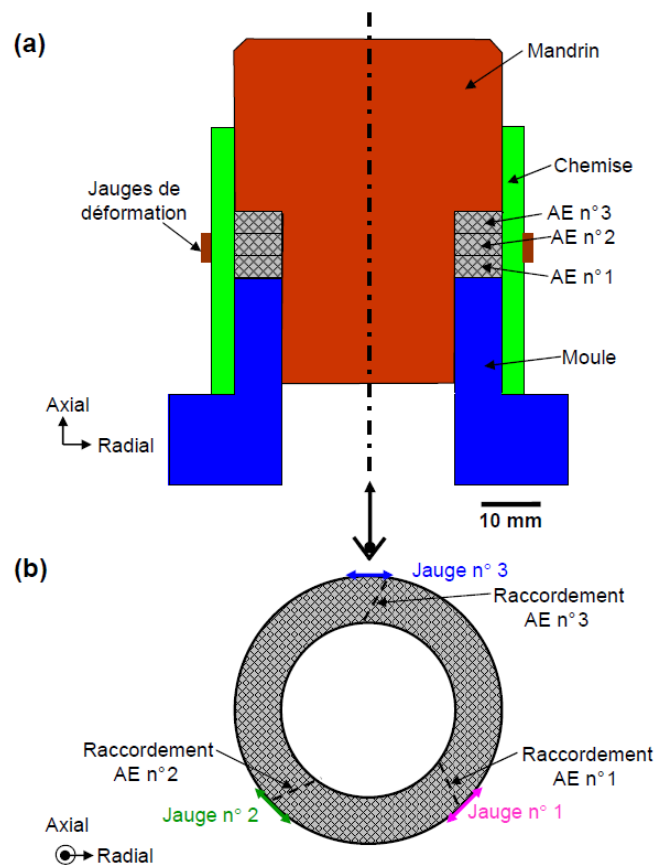


Figure 2-8 : essai de compression sur trois anneaux anti-extrusion superposés :  
(a) vue en coupe, (b) vue de dessus

Dans le cas de la compression simultanée de trois anneaux anti-extrusion (Figure 2-9), l'évolution des contraintes radiales suit globalement celle d'un anneau anti-extrusion : la mesure d'une jauge est supérieure aux autres jauges. Il est constaté que la valeur maximale de contrainte radiale pour les trois anneaux (80 MPa indiquée par la jauge n° 1, Figure 2-9) est bien inférieure à celle pour un anneau (140 MPa indiquée par la jauge n° 3, Figure 2-7(b)). La contrainte radiale mesurée correspond donc mieux à la réalité, c'est-à-dire celle d'un robinet par rapport aux mesures d'un anneau anti-extrusion en compression. Cependant, la valeur maximale mesurée est toujours supérieure à la contrainte imposée par la machine de compression (60 MPa), ce qui montre que l'asymétrie structurelle de trois anneaux anti-extrusion superposés est omniprésente.

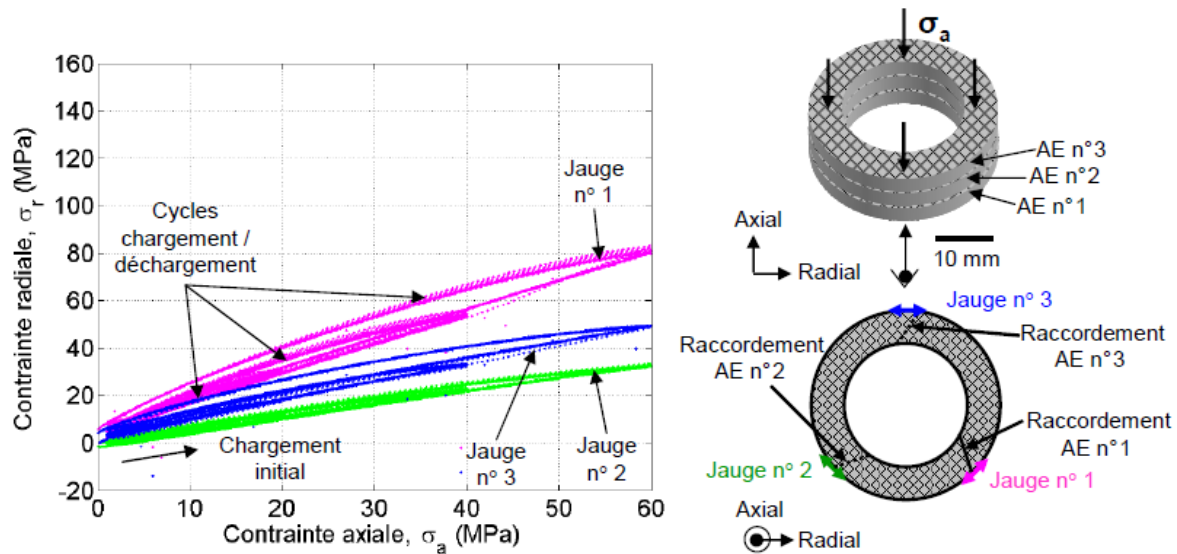


Figure 2-9 : évolution de la contrainte radiale de trois anneaux anti-extrusion superposés en fonction de la contrainte axiale

La contrainte radiale moyenne peut être calculée en effectuant la moyenne des trois contraintes radiales estimées à partir de la Figure 2-7(a) et la Figure 2-9 pour la bague d'étanchéité et l'anneaux anti-extrusion respectivement. De même, le coefficient de transmission d'une garniture en graphite expansé,  $k_o$  (éq. 1, § 1.3.2, Chapitre 1) peut être estimé sur le diamètre extérieur à partir de la pente de la courbe contrainte radiale moyenne,  $\sigma_{rm}$  en fonction de la contrainte axiale,  $\sigma_a$  (Figure 2-10(a) et Figure 2-10(b)).

D'après la Figure 2-10(a), le coefficient de transmission d'une bague d'étanchéité,  $k_o^{BE}$  est estimé sur le diamètre extérieur est égal à  $0,67 \pm 0,05$ . Cette valeur correspond aux valeurs disponibles dans la littérature :  $k_o$  se situe entre 0,66-0,82 pour une bague d'étanchéité en graphite expansé (Tableau 1-2, § 1.3.2, Chapitre 1). De même, le coefficient de transmission de l'anneau anti-extrusion,  $k_o^{AE}$  est estimé sur le diamètre extérieur est égal à  $0,80 \pm 0,05$  (Figure 2-10(b)). En revanche, il est difficile de comparer la valeur de  $k_o^{AE}$  par rapport aux valeurs dans la littérature car aucune donnée expérimentale sur l'anneau anti-extrusion en compression confinée n'a été identifiée. Les valeurs de  $k_o^{BE}$  et  $k_o^{AE}$ , qui sont proches de 1, témoignent de la capacité des garnitures en graphite expansé à transmettre la majorité de l'effort de serrage imposé  $F_s$  en pression radiale  $P_s$ . Ceci constitue donc un avantage dans l'utilisation du graphite expansé comme matériau d'étanchéité.

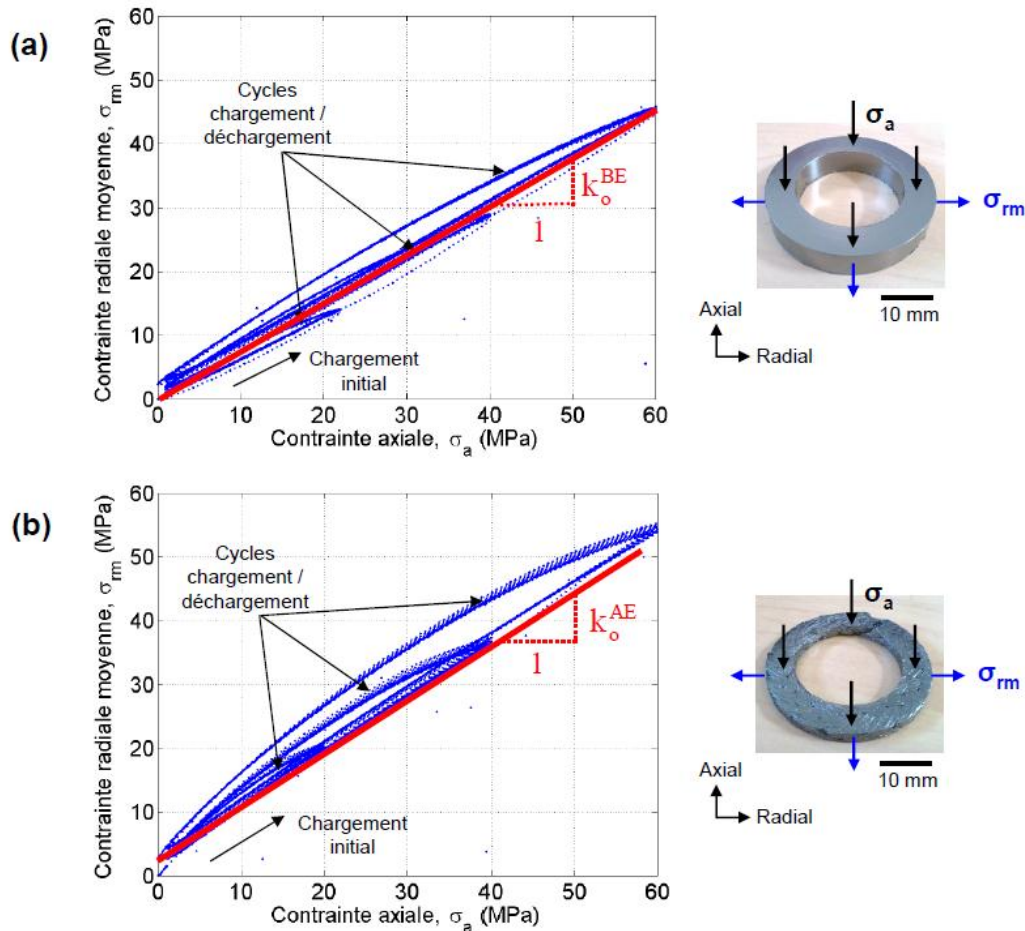


Figure 2-10 : évolution de la contrainte radiale moyenne en fonction de la contrainte axiale :  
 (a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

En résumé, la caractérisation volumique des garnitures en graphite expansé permet d'avoir une première estimation de la pression radiale transmise  $P_s$  à partir de l'effort de serrage imposé  $F_s$  à l'aide des coefficients de transmission estimés sur le diamètre extérieur ( $k_o^{BE}$  et  $k_o^{AE}$ ). Cependant, la caractérisation volumique seule ne permet d'identifier les conditions de contact tige-garnitures sur un presse-garnitures en fonctionnement puisqu'elle ne prend pas en compte les phénomènes tribologiques à l'interface tige-garnitures lors des mouvements de la tige (§ 1.4.2, Chapitre 1).

Afin de connaître la distribution de pression radiale  $P_s$  sur un presse-garnitures de manière plus réaliste, la simulation numérique est une solution possible pour prendre en compte :

- les mouvements de la tige (condition dynamique),
- les frottements aux différentes interfaces.

En simulant numériquement les essais de compression, des paramètres matériaux seront identifiés et puis validés par comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux. Ensuite, les paramètres matériaux identifiés seront introduits dans un modèle numérique simulant le fonctionnement d'un presse-garnitures (Chapitre 4).

## 2.2. Simulation numérique des essais de compression

### 2.2.1. Détails de la simulation

D'après la littérature, les simulations numériques les plus avancées pour la modélisation du comportement des garnitures en graphite expansé (§ 1.3.3, Chapitre 1) ont été réalisées avec le modèle de Cam-clay modifié [48] intégré dans le code de calcul par éléments finis « Code\_Aster », développé par EDF [63]. C'est donc sur ce logiciel que sont effectuées les simulations numériques dans le cadre de cette thèse. Un modèle numérique a été développé sur le Code\_Aster comme illustré dans la Figure 2-11 reproduisant des éléments principaux du dispositif expérimental afin de simuler des essais de compression.

La Figure 2-11(b) présente le modèle par éléments finis en quasi-statique et en 2D axisymétrique compte tenu de l'axisymétrie du montage. Toutes les pièces sont maillées à base de quadrangles à quatre nœuds et quatre points de Gauss, le maillage est raffiné de manière à obtenir la convergence des résultats numériques. Celle-ci constitue une première étape dans la validation du modèle numérique (Annexe A.2).

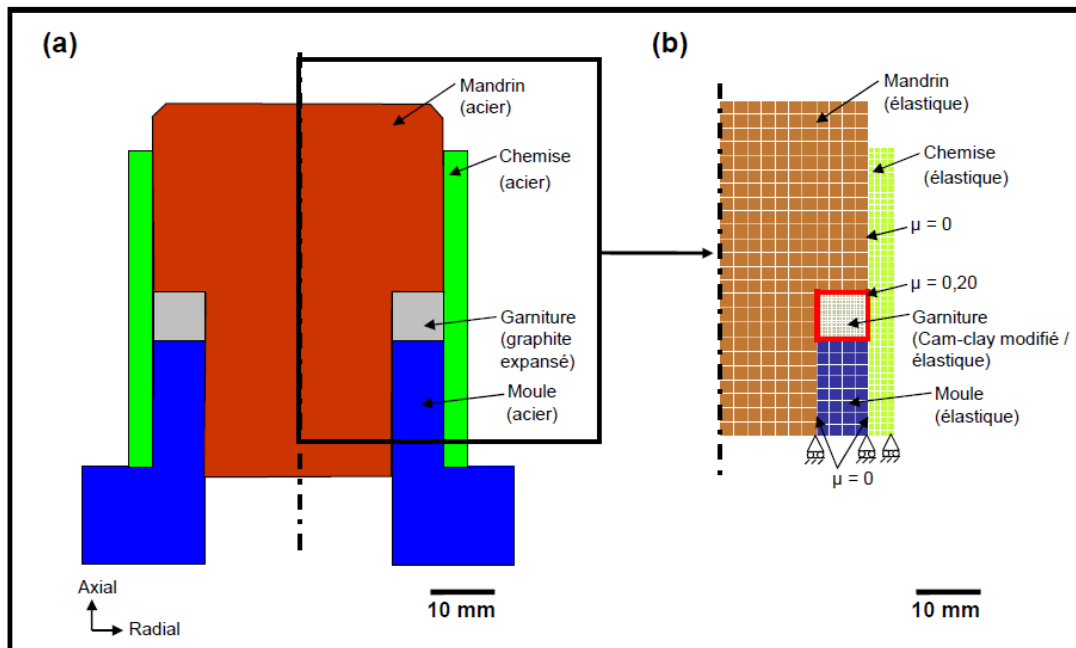


Figure 2-11 : (a) montage expérimental, (b) modèle numérique éléments finis du montage

Toutes les pièces du montage expérimental sont en acier inoxydable de nuance X2CrNiMo17-12-2 et peuvent être modélisées à l'aide d'un modèle élastique (propriétés matériaux de l'acier à 20 °C : module de Young  $E$  égal à 197 GPa, coefficient de Poisson  $\nu$  égal à 0,3) tandis que les garnitures en graphite expansé peuvent être modélisées à l'aide du modèle de Cam-clay modifié (Tableau 2-2). Les résultats issus des essais de compression de garnitures dans le § 2.1, serviront de base pour identifier les paramètres matériaux à introduire dans le modèle de Cam-clay modifié. En outre, le modèle élastique (Tableau 2-2) sera aussi utilisé dans les simulations numériques pour apporter des points de comparaison afin d'évaluer la capacité du modèle de Cam-clay modifié de modéliser le comportement élastoplastique des garnitures. Par souci de clarté, la méthode de détermination des paramètres matériaux sera présentée en Annexe A.3 puisqu'elle est bien définie dans la littérature [2],[47],[52].

Modèles	Paramètres	Bague d'étanchéité	Anneau anti-extrusion
<b>Cam-clay modifié</b>	Porosité initiale $\Phi_0$ (sans dimension)	0,27 ± 20 %	0,48 ± 20 %
	Module de cisaillement G (MPa)	54 ± 20 %	40 ± 20 %
	Coefficient de gonflement $k_g$ (sans dimension)	0,035 ± 20 %	0,06 ± 20 %
	Coefficient de compressibilité $\lambda$ (sans dimension)	0,26 ± 20 %	0,37 ± 20 %
	Résistance à la traction $p_{trac}$ (MPa)	6	20
	Pente de la droite d'état critique M (sans dimension)	0,96	0,96
	Pression critique initiale $p_{cr0}$ (MPa)	15	20
	Compressibilité initiale $K_{cam}$ (MPa)	0	0
<b>élastique</b>	Module d'élasticité E (MPa)	150 ± 20 %	90 ± 20 %
	Coefficient de Poisson $\nu$ (sans dimension)	0,39 ± 10 %	0,42 ± 10 %

Tableau 2-2 : paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé

Toutes les interfaces de contact sont définies en utilisant la formulation continue intégrée dans le Code\_Aster (multiplicateur de Lagrange) par l'appariement « maître-esclave » [64]-[65]. Les surfaces des pièces en acier sont définies comme les surfaces maîtres tandis que les surfaces de la garniture sont définies comme les surfaces esclaves (Figure 2-11). Le coefficient de frottement de Coulomb associé à chaque interface,  $\mu$  égal à 0,20 est choisi pour les interfaces mandrin-garniture, moule-garniture et chemise-garniture. Cette valeur a été choisie d'après les travaux similaires réalisés par Roe [2]. Les autres interfaces du modèle numérique sont définies avec  $\mu$  égal à 0 pour faciliter la convergence du modèle numérique.

Par ailleurs, une étude de sensibilité a été réalisée sur le coefficient de frottement pour étudier son influence potentielle sur les résultats expérimentaux issus des essais de compression (Annexe A.4). Ainsi, l'étude démontre que le frottement n'influe pas sur les résultats expérimentaux dans le cadre d'un essai de compression d'une seule garniture en graphite expansé. Nous verrons par la suite que le frottement aura des conséquences sur les résultats expérimentaux dans le cas d'un empilement de plusieurs garnitures (Chapitre 4).

Le moule et la chemise sont bloqués suivant la direction axiale, ce qui correspond aux conditions des essais de compression (Figure 2-11). Pendant les simulations numériques, la face supérieure du mandrin est soumise à un chargement de pression axiale uniforme, correspondant à la consigne de force de l'essai (§ 2.1.1). Cependant, les courbes de compression d'une bague d'étanchéité et d'un anneau anti-extrusion (Figure 2-5, § 2.1.2.1) montrent une phase initiale associée à des déformations très importantes qui correspond à la mise en place du montage expérimental sur la machine de compression. Cette phase ne peut pas être simulée par la simulation numérique.

Pour pallier ce problème, une solution consiste à simuler les essais à la fin du premier cycle chargement/déchargement, au moment où la consigne de force est maintenue à 1 kN pour les deux types de garnitures (Tableau 2-3). Il faut alors initialiser le champ de contraintes au sein de la garniture de façon à prendre en compte la déformation initiale correspondant à un chargement de 1 kN. Une hypothèse est faite sur le champ de contrainte initiale à imposer dans la garniture et il est estimé à 1 kN dans les directions axiale et radiale. Pour rester cohérent avec l'hypothèse, la hauteur de garniture devrait être celle de la garniture soumise au chargement de 1 kN (hauteur à 1 kN comme indiquée dans le Tableau 2-3). Les déformations et contraintes initiales des autres pièces du montage (le mandrin, la chemise et le moule) sont considérées nulles.

Référence essai	Caractéristiques des garnitures en graphite expansé					
	Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Hauteur initiale (mm)	Hauteur à 1 kN (mm)	Masse (g)	Indice des vides à 1 kN (sans dimension)
BE_a	30,50	46,40	8,12	7,20	11,71	0,38
AE_c	30,50	46,60	3,45	2,85	6,91	0,91

Tableau 2-3 : liste des essais de compression choisie pour la simulation numérique d'après le Tableau 2-1

À la fin de chaque simulation, les résultats numériques suivants sont étudiés et ensuite comparés avec des résultats expérimentaux issus des essais de compression :

- contrainte et déformation axiales des garnitures,
- contrainte radiale moyenne des garnitures estimées à partir des mesures de jauges de déformation (Annexe A.1).

### 2.2.2. Recalage numérique

L'identification des paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé à introduire dans la simulation numérique (Annexe A.3) se poursuit par le recalage numérique des résultats numériques aux résultats expérimentaux issus des essais de compression. De plus, l'étude de sensibilité réalisée sur des paramètres matériaux (modèle de Cam-clay modifié et modèle élastique, Annexe A.4) servira de base pour guider le recalage numérique. Le Tableau 2-4 présente la liste des paramètres étudiés et leurs variations relatives maximales de résultats numériques (déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité) par rapport aux résultats issus de la simulation de base lorsque chaque paramètre à étudier est augmenté de 20 %.

L'étude de sensibilité réalisée sur des paramètres matériaux et des coefficients de frottement aux différentes interfaces permet de déceler les paramètres d'ordre 1. Dans le cas du modèle de Cam-clay modifié (Tableau 2-4), les paramètres matériaux influant les résultats numériques sont le coefficient de gonflement  $k_g$ , le coefficient de compressibilité  $\lambda$ , la pression critique initiale  $p_{cr0}$  et la compressibilité initiale  $K_{cam}$ . Dans le cas du modèle élastique (Tableau 2-4), le coefficient de Poisson  $\nu$  est le plus influant.

Modèles	Paramètres variés de + 20 %	Variation de déformation axiale	Variation de contrainte radiale moyenne
<b>Cam-clay modifié</b>	Porosité initiale $\Phi_0$ (sans dimension)	- 4 %	+ 5 %
	Module de cisaillement G (MPa)	- 1 %	- 2 %
	Coefficient de gonflement $k_g$ (sans dimension)	+ 4 %	- 7 %
	Coefficient de compressibilité $\lambda$ (sans dimension)	+ 7 %	- 8 %
	Résistance à la traction $p_{trac}$ (MPa)	+ 1 %	- 1 %
	Pente de la droite d'état critique M (sans dimension)	- 2 %	- 4 %
	Pression critique initiale $p_{cr0}$ (MPa)	- 8 %	+ 5 %
	Compressibilité initiale $K_{cam}$ (MPa)	- 5 %	+ 6 %
<b>élastique</b>	Module d'élasticité E (MPa)	- 9 %	+ 2 %
	Coefficient de Poisson $\nu$ (sans dimension)	- 37 %	+ 33 %

Tableau 2-4 : récapitulatif des paramètres influant le comportement mécanique de la bague d'étanchéité en graphite expansé

Par ailleurs, nous disposons peu de résultats expérimentaux issus des essais de compression (i.e. déformation axiale et la contrainte moyenne de garnitures, § 2.1.2). En se basant sur l'étude de sensibilité des paramètres matériaux (Tableau 2-4), nous proposons une méthode pour recalibrer numériquement les résultats numériques aux résultats expérimentaux.

Dans le cas de l'utilisation du modèle de Cam-clay modifié pour simuler le comportement mécanique de garnitures, il y a quatre paramètres matériaux prépondérants : le coefficient de gonflement  $k_g$ , le coefficient de compressibilité  $\lambda$ , la pression critique initiale  $p_{cr0}$  et la compressibilité initiale  $K_{cam}$  (Tableau 2-4).

Le coefficient de gonflement  $k_g$  est recalé dans un premier temps car il contrôle la pente de la déformation axiale avant la plastification de garnitures (pression de matriçage). Dans un deuxième temps, le coefficient de compressibilité  $\lambda$  est choisi pour recalibrer la pente de la courbe déformation axiale après la plastification des garnitures. La pression critique initiale  $p_{cr0}$  qui correspond à la moitié de la pression de matriçage appliquée à une garniture lors de sa fabrication, est fixe, ce qui laisse peu de marge dans le recalibrage numérique. Afin de recalibrer la courbe de la contrainte moyenne de la garniture, le module de cisaillement G est choisi car il modifie la pente de la courbe de contrainte moyenne mais influe peu de celle de la déformation axiale. Enfin, nous choisissons d'imposer sa valeur égale à 0. En effet, le fait d'imposer une valeur non nulle à  $K_{cam}$  entraîne la valeur des autres paramètres matériaux est en dehors de leurs incertitudes, ce qui est absurde.

Dans le cas du modèle élastique (Tableau 2-4), le coefficient de Poisson  $\nu$  influe le plus le comportement mécanique des garnitures. Par conséquent, ce paramètre matériau est calé tout d'abord de manière ce que la courbe de la contrainte radiale moyenne corrèle à la courbe expérimentale. Ensuite, le module d'élasticité  $E$  viendra à raffiner le recalage de la courbe déformation axiale de la garniture.

En résumé, les paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé choisis pour introduire dans la simulation numérique sont listés dans le Tableau 2-5. Ils sont déterminés après plusieurs recalages numériques par rapport aux résultats issus des essais de compression.

<b>Modèles</b>	<b>Paramètres</b>	<b>Bague d'étanchéité</b>	<b>Anneau anti-extrusion</b>
<b>Cam-clay modifié</b>	Porosité initiale $\Phi_0$ (sans dimension)	0,27 ± 20 %	0,48 ± 20 %
	Module de cisaillement $G$ (MPa)	54 ± 20 %	40 ± 20 %
	Coefficient de gonflement $k_g$ (sans dimension)	0,035 ± 20 %	0,06 ± 20 %
	Coefficient de compressibilité $\lambda$ (sans dimension)	0,26 ± 20 %	0,37 ± 20 %
	Résistance à la traction $p_{trac}$ (MPa)	6	20
	Pente de la droite d'état critique $M$ (sans dimension)	0,96	0,96
	Pression critique initiale $p_{cr0}$ (MPa)	15	20
	Compressibilité initiale $K_{cam}$ (MPa)	0	0
<b>élastique</b>	Module d'élasticité $E$ (MPa)	150 ± 20 %	90 ± 20 %
	Coefficient de Poisson $\nu$ (sans dimension)	0,39 ± 10 %	0,42 ± 10 %

Tableau 2-5 : paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé choisis après plusieurs recalages numériques



### 2.2.3. Analyse des résultats numériques

La Figure 2-12 présente la comparaison des résultats issus de la simulation numérique et des résultats expérimentaux obtenus avec une bague d'étanchéité en utilisant des paramètres matériaux (modèle de Cam-clay modifié et le modèle élastique) listés dans le Tableau 2-5. La phase de compression de la bague (Figure 2-12(a)) est correctement représentée par les deux modèles mais seul le modèle de Cam-clay modifié est capable de modéliser les cycles de compressions et décharges. En revanche, le phénomène d'accommodation des contraintes (le décalage et puis la stabilisation des cycles avec boucle d'hystérésis de compression/décharge) n'est cependant pas reproduit numériquement car les chemins de charge décrits par le modèle de Cam-clay modifié sur Code\_Aster sont les mêmes en compression et en décharge.

En outre, l'évolution de la contrainte radiale en fonction de la contrainte axiale illustrée par les deux modèles (Figure 2-12(b)), est correctement modélisée par rapport aux résultats expérimentaux. Le modèle de Cam-clay modifié affiche un coefficient de transmission estimé sur le diamètre extérieur,  $k_o^{BE}$ , égal à  $0,67 \pm 0,05$  (la même valeur que le coefficient estimé expérimentalement) tandis que le modèle élastique donne un coefficient de transmission légèrement plus faible,  $k_o^{BE}$  égal à  $0,62 \pm 0,05$ .

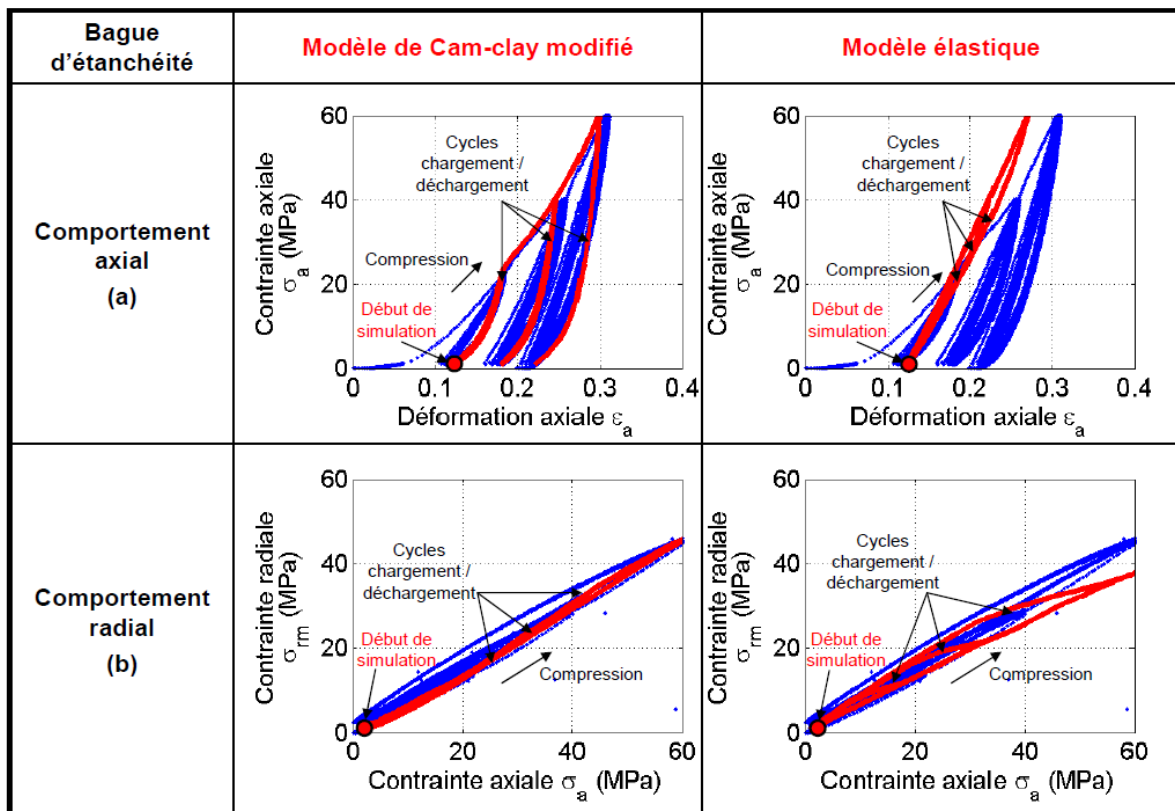


Figure 2-12 : comparaison des résultats – bague d'étanchéité : résultats expérimentaux (en bleus), résultats numériques (en rouges)

Dans le cas de l'anneau anti-extrusion, la Figure 2-13(a) présente la comparaison des résultats issus de la simulation numérique et des résultats expérimentaux en utilisant des paramètres matériaux (modèle de Cam-clay modifié et le modèle élastique) listés dans le Tableau 2-5. La simulation numérique avec les deux modèles permet aussi de modéliser correctement la phase de compression de l'anneau. De la même manière, le modèle de Cam-clay modifié seul permet de modéliser les cycles de compressions et décharges sans le phénomène d'accommodation.

En outre, l'évolution de la contrainte radiale en fonction de la contrainte axiale illustrée par les deux modèles (Figure 2-13(b)), est satisfaisante par rapport aux résultats expérimentaux. Cela donnerait le coefficient de transmission estimé sur le diamètre extérieur,  $k_o^{AE}$ , égal à  $0,82 \pm 0,05$  et  $0,78 \pm 0,05$  issus du modèle de Cam-clay modifié et du modèle élastique respectivement ( $k_o^{AE}$  expérimental égal à  $0,80 \pm 0,05$ ).

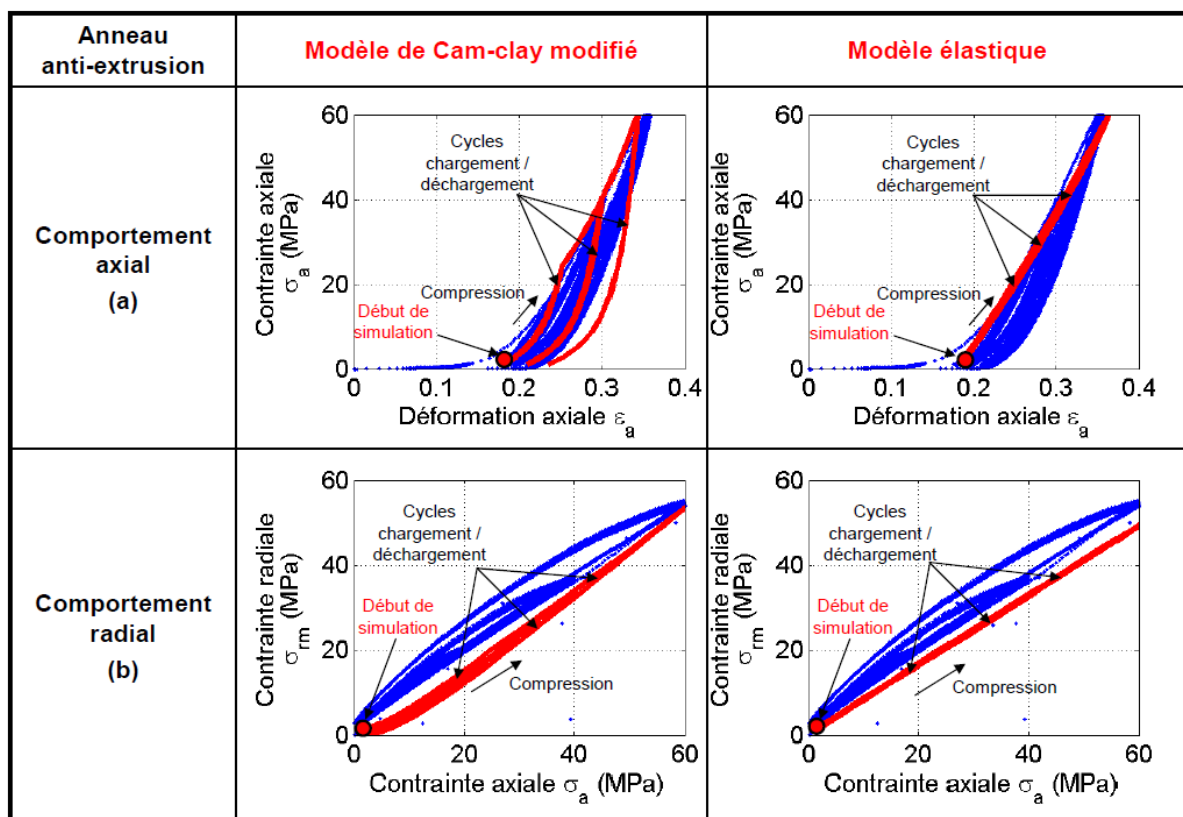


Figure 2-13 : comparaison des résultats – anneau anti-extrusion : résultats expérimentaux (en bleus), résultats numériques (en rouges)

### 2.3.Synthèse

Dans le cadre de cette thèse, l'identification des paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé constitue un enjeu essentiel pour la simulation numérique d'un presse-garnitures. Grâce aux essais de compression réalisés sur un montage instrumenté reproduisant les conditions de serrage statique sur un robinet, le comportement mécanique de l'anneau anti-extrusion est désormais identifié. Les garnitures (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) en graphite expansé se comportent de façon élastoplastique :

- élastique lorsque le chargement axial est en dessous de la pression de matriçage ou au cours des déchargements,
- plastique lorsque le chargement axial appliqué dépasse la pression de matriçage ou la pression maximale appliquée lorsque celle-ci dépasse la pression de matriçage.

Les cycles de compressions et de décharges s'accompagnent du phénomène du comblement partiel des vides pour les deux types de garnitures. Les coefficients de transmission sur le diamètre extérieur pour la bague d'étanchéité en graphite expansé et l'anneau anti-extrusion en graphite expansé sont estimés à  $0,67 \pm 0,05$  et  $0,80 \pm 0,05$  respectivement. Ces coefficients permettront d'avoir une première estimation de la pression radiale  $P_s$ , exercée par une garniture en graphite expansé (statique) à partir de l'effort de serrage  $F_s$  imposé.

Dans la simulation numérique des essais de compression sur le Code\_Aster, le modèle de Cam-clay modifié et le modèle élastique ont été utilisés pour modéliser le comportement de garnitures en graphite expansé. D'une manière générale, le modèle de Cam-clay modifié permet de mieux modéliser le comportement des garnitures en graphite expansé par rapport au modèle élastique. De plus, le modèle de Cam-clay modifié offre la possibilité de modéliser les différents états (élastique, plastique et état critique) de garnitures, ce qui permet d'expliquer certains phénomènes physiques qui se produisent pendant les essais sur un presse-garnitures. Le modèle élastique permet de modéliser correctement le comportement mécanique des garnitures sans prendre en compte les différents états. Cependant, il faut noter qu'aucun des deux modèles ne permet de modéliser le phénomène du comblement partiel des vides des garnitures en graphite expansé.

Les résultats numériques issus des deux modèles sont intéressants car ils ouvrent de nouvelles perspectives dans la modélisation du comportement des garnitures en graphite expansé. Le choix d'utiliser le modèle de Cam-clay modifié est justifié afin de mettre en évidence les phénomènes physiques se produisant pendant les essais sur un presse-garnitures. En revanche, le modèle élastique suffira dans le dimensionnement du presse-garnitures par l'intermédiaire de la simulation numérique car il permet d'économiser du temps de la simulation (en le divisant par trois).



# **Chapitre 3**

## **Caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures**

# 3

## Caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures

3.1.	CHOIX DU BANC D'ESSAI .....	80
3.2.	ESSAIS REPRODUISANT LES CONDITIONS DU CONTACT TIGE-GARNITURES .....	81
3.2.1.	<i>Détails expérimentaux</i> .....	81
3.2.2.	<i>Analyse des résultats d'essais</i> .....	85
3.3.	CARACTERISATIONS TRIBOLOGIQUES A <i>POSTERIORI</i> .....	88
3.3.1.	<i>Détails des caractérisations</i> .....	88
3.3.2.	<i>Mécanisme d'accommodation de vitesse</i> .....	90
3.3.3.	<i>Rôle de l'anneau anti-extrusion</i> .....	93
3.3.4.	<i>Circuit tribologique</i> .....	96
3.4.	SYNTHESE .....	99

## Chapitre 3. Caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures

La caractérisation volumique (Chapitre 2) réalisée sur les garnitures en graphite expansé permet d'avoir une première estimation de la pression radiale  $P_s$  à partir de l'effort de serrage  $F_s$  imposé aux garnitures (Figure 3-1(a)) sans mouvement de la tige (statique). En revanche, cette caractérisation s'avère insuffisante car elle ne prend pas en compte les phénomènes tribologiques à l'interface tige-garnitures (Figure 1-27, Chapitre 1) lors des mouvements de la tige (dynamique). Ceux-ci influent à leur tour la distribution de la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  (Figure 3-1(b)). Les études scientifiques et industrielles identifiées dans la littérature sont composées essentiellement de caractérisations volumiques des garnitures plutôt que de caractérisation de l'interface tige-garnitures. Pour combler ce manque de connaissances, cette thèse propose de caractériser l'interface (Figure 3-1(b)) afin de :

- déterminer la pression radiale  $P_s$  de manière plus réaliste,
- comprendre les liens entre le comportement tribologique (usure, frottement) du contact tige-garnitures et les paramètres globaux (étanchéité, effort de manœuvre) d'un presse-garnitures.

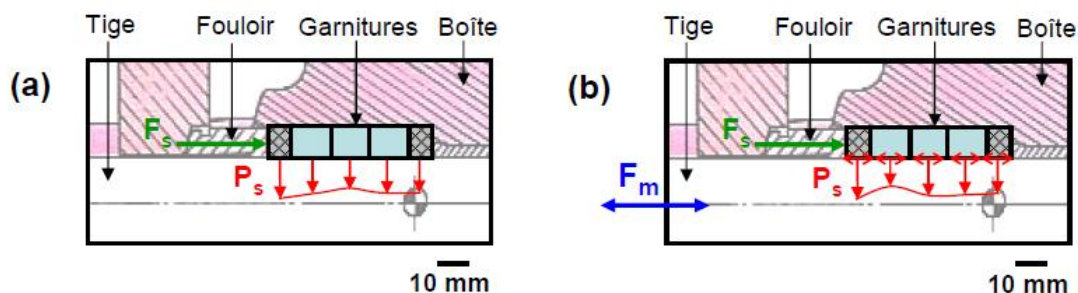


Figure 3-1 : (a) principe de la caractérisation volumique de garnitures, (b) principe de la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures

Dans le cadre de cette thèse, la caractérisation de l'interface tige-garnitures consiste à identifier les conditions du contact tige-garnitures par couplage entre approche expérimentale et approche numérique. Idéalement, l'identification s'effectuerait à partir des essais réalisés sur les robinets qui fonctionnent dans le milieu industriel. Cependant, ces essais ne peuvent pas être envisagés à cause des contraintes industrielles.

Par conséquent, nous devons nous limiter aux essais réalisés sur un banc d'essai reproduisant le fonctionnement d'un robinet dans des conditions similaires (300 °C de température et 20 MPa de pression d'eau). Malgré cet inconvénient, ces essais nous permettront de découpler les phénomènes qui entreront en jeu dont notamment la température, la pression du fluide à étancher et les mouvements de la tige.

### 3.1.Choix du banc d'essai

Dans le cadre de cette thèse, le choix du banc d'essai est primordial afin de pouvoir caractériser l'interface tige-garnitures. En effet, le banc d'essai choisi doit remplir les critères suivants :

- reproduire les conditions du contact tige-garnitures d'un robinet en fonctionnement : mouvements de la tige, 300 °C de température et 20 MPa de pression d'eau.
- pouvoir démonter la tige et les garnitures sans modifier les conditions de contact reproduites sur le banc d'essai de manière à pouvoir les reconstituer *a posteriori*.

Dans le contexte industriel, EDF dispose de deux bancs d'essai : JAPET [38] et HETRE [66] (Figure 3-2). Ces bancs sont capables de simuler expérimentalement le fonctionnement d'un robinet à l'échelle 1:1. Le mouvement d'ouverture ou de fermeture du robinet par translation est simulé à l'aide d'un vérin hydraulique. Le banc d'essai JAPET remplit parfaitement le premier critère pour réaliser des essais de reproduction dans les conditions réelles. Cependant, le positionnement de l'enceinte d'essai (par rapport au vérin hydraulique, Figure 3-2) ne permet pas de démonter les garnitures sans introduire des nouvelles conditions de contact liées au démontage. Dans ces conditions, le démontage pourrait modifier les conditions de contact et par conséquent, engendrer des erreurs dans l'interprétation de résultats lors des caractérisations tribologiques *a posteriori*. Pour cette raison, le banc d'essai JAPET est écarté du choix du banc d'essai.

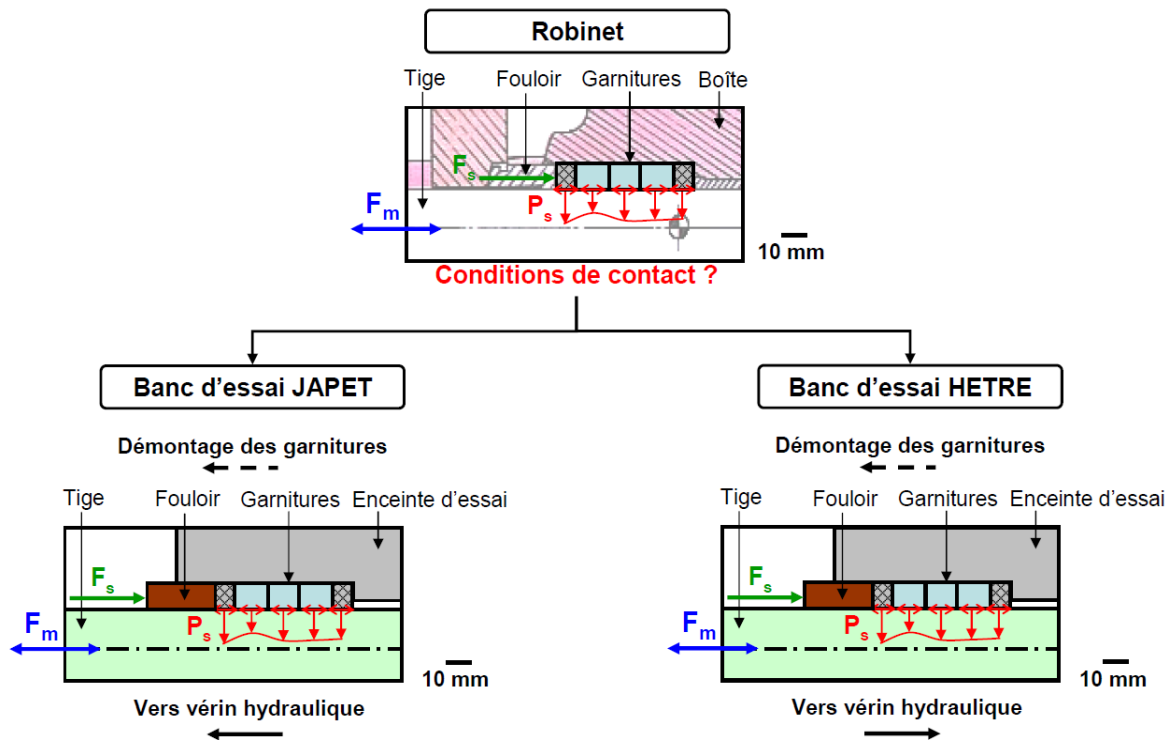


Figure 3-2 : principe de fonctionnement des bancs d'essai JAPET et HETRE

En revanche, le positionnement de l'enceinte d'essai sur le banc d'essai HETRE (par rapport au vérin hydraulique, Figure 3-2) permet de démonter les garnitures sans introduire de nouvelles conditions de contact. Pour les raisons précédentes, le choix de travailler sur le banc d'essai HETRE est donc justifié. Dans ce chapitre, les essais réalisés sur le banc d'essai HETRE seront détaillés.



## 3.2. Essais reproduisant les conditions du contact tige-garnitures

### 3.2.1. Détails expérimentaux

Le banc d'essai HETRE d'EDF [58] simule le fonctionnement d'un robinet à l'échelle 1:1 (Figure 3-3). Il est composé d'une enceinte d'essai, d'une enceinte sous vide, une tige de manoeuvre et un vérin hydraulique.

L'enceinte d'essai (n° 2, Figure 3-3) représente la boîte de robinet avec un logement (de diamètre égal à 46 mm) dans lequel des garnitures de même diamètre extérieur à tester sont insérées. L'enceinte peut être chauffée et alimentée en hélium sous pression, simulant ainsi les conditions rencontrées dans un robinet en fonctionnement réel (300 °C de température et 20 MPa de pression du fluide à étancher). L'hélium a été utilisé sur ce banc d'essai pour remplacer l'eau car ses molécules sont plus petites et caractérisent mieux l'étanchéité des garnitures à tester vis-à-vis des fuites. Ce banc d'essai offre la possibilité de mesurer les fuites d'hélium issues de l'enceinte d'essai par l'intermédiaire d'un spectromètre monté sur une enceinte sous vide (n° 1, Figure 3-3).

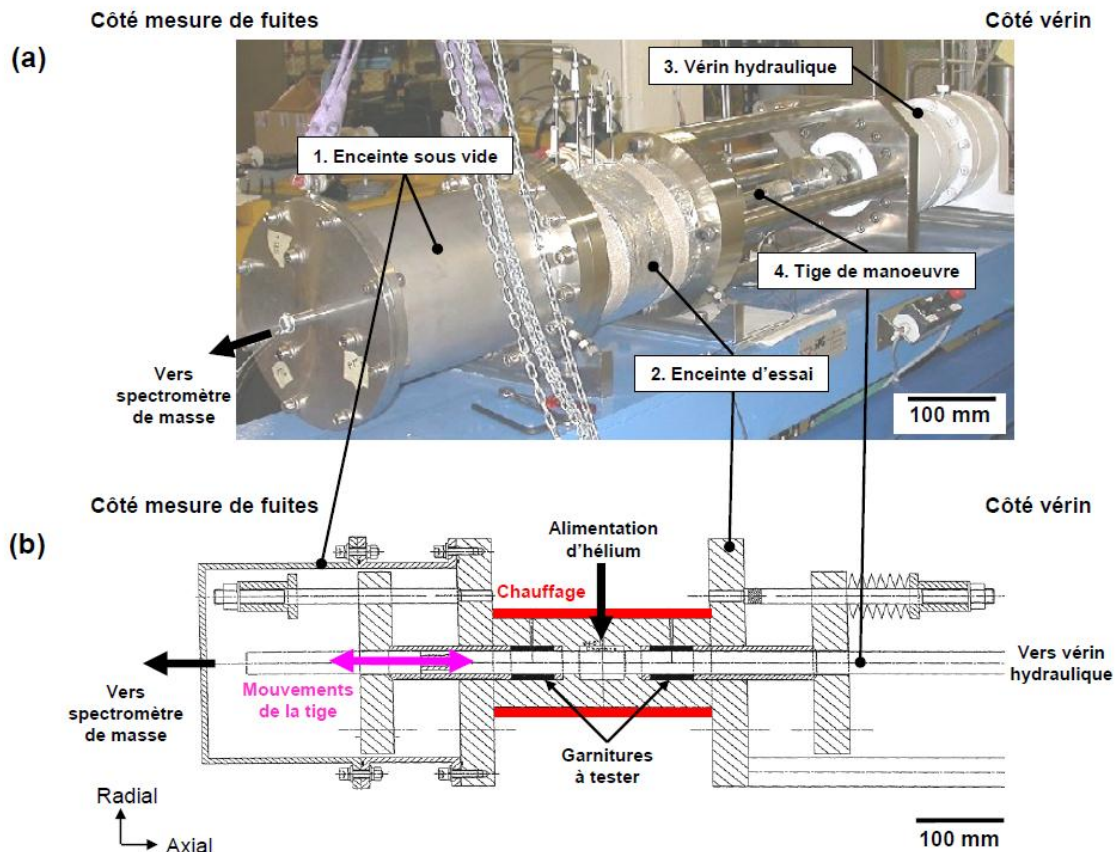


Figure 3-3 : banc d'essai HETRE d'EDF [66] :  
(a) vue perspective, (b) vue en coupe

La tige de robinet est matérialisée par une tige de manoeuvre (n° 4, Figure 3-3) qui simule le mouvement d'ouverture ou de fermeture du robinet par translation à l'aide d'un vérin hydraulique (n° 3, Figure 3-3). La tige montée sur le banc d'essai (Rugosité  $R_a$  : écart moyen arithmétique,  $< 0,4 \mu\text{m}$ ) est composée en deux parties : une partie pleine et une partie creuse.

La partie pleine de la tige (située sur le côté vérin, Figure 3-4(a)) a un diamètre extérieur  $D_{o \text{ pleine}}$  égal à 28 mm. Elle a été conçue pour pouvoir démonter les garnitures (de diamètre intérieur égal à 30 mm) testées en minimisant les modifications des conditions de contact reproduites sur ce banc d'essai.

La partie creuse de la tige (située sur le côté mesure de fuites, Figure 3-4(a)) a un diamètre intérieur  $D_{i \text{ creuse}}$  égal à 26 mm et un diamètre extérieur  $D_{o \text{ creuse}}$  égal à  $30 \text{ mm} \pm 0,02 \text{ mm}$ , ce qui permet de tester des garnitures de diamètre intérieur égal à 30 mm. De plus, deux capteurs de déplacement sans contact à courant de Foucault sont montés à l'intérieur de la tige creuse [67] pour mesurer la variation du diamètre (ou la déformée radiale) lorsque la tige est soumise à la pression radiale  $P_s$  exercée par des garnitures serrées avec un effort de serrage  $F_s$  (Figure 3-4(b)). Les mesures de déformée radiale de la tige permettront ensuite de remonter à la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures par l'intermédiaire de la simulation numérique (Chapitre 4).

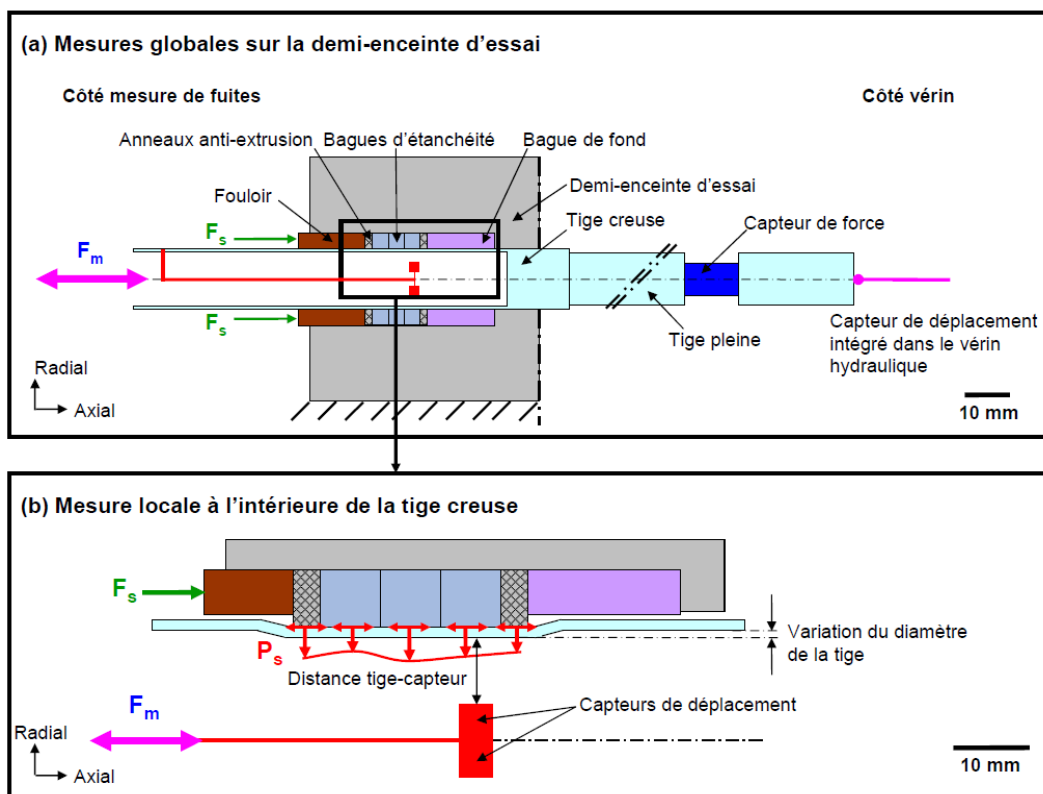


Figure 3-4 : banc d'essai HETRE d'EDF :  
 (a) mesures globales sur la demi-enceinte d'essai,  
 (b) mesure locale à l'intérieure de la tige creuse

Le banc d'essai a été instrumenté pour mesurer les paramètres suivants (Figure 3-4 et Figure 3-5) :

- le déplacement axial du fouloir par un capteur de déplacement du type jauge ( $0-20 \text{ mm} \pm 0,1 \text{ mm}$ ) qui est fixe par rapport au bâti du banc d'essai de manière à mesurer l'écrasement des garnitures en fonction de l'effort de serrage  $F_s$  imposé et de déduire la hauteur des garnitures serrées  $h_s$ ,
- l'effort de serrage axial  $F_s$  exercé sur les garnitures à tester par trois capteurs de force du type jauge ( $0-40 \text{ kN} \pm 0,4 \text{ kN}$  chacun),
- l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  par un capteur de force du type jauge ( $0-25 \text{ kN} \pm 0,3 \text{ kN}$ ),

- le déplacement axial de la tige  $D_a$  par un capteur de déplacement du type LVDT (0-200 mm  $\pm$  0,5 mm) qui est intégré dans le vérin hydraulique,
- la déformée radiale de la tige  $D_r$  par deux capteurs de déplacement du type courant de Foucault (0,05-0,50 mm  $\pm$  0,001 mm chacun) placés à l'intérieur de la tige creuse. Les capteurs sont fixes par rapport à la tige. Par conséquent, ils suivent le mouvement de la tige lors des manœuvres de la tige.

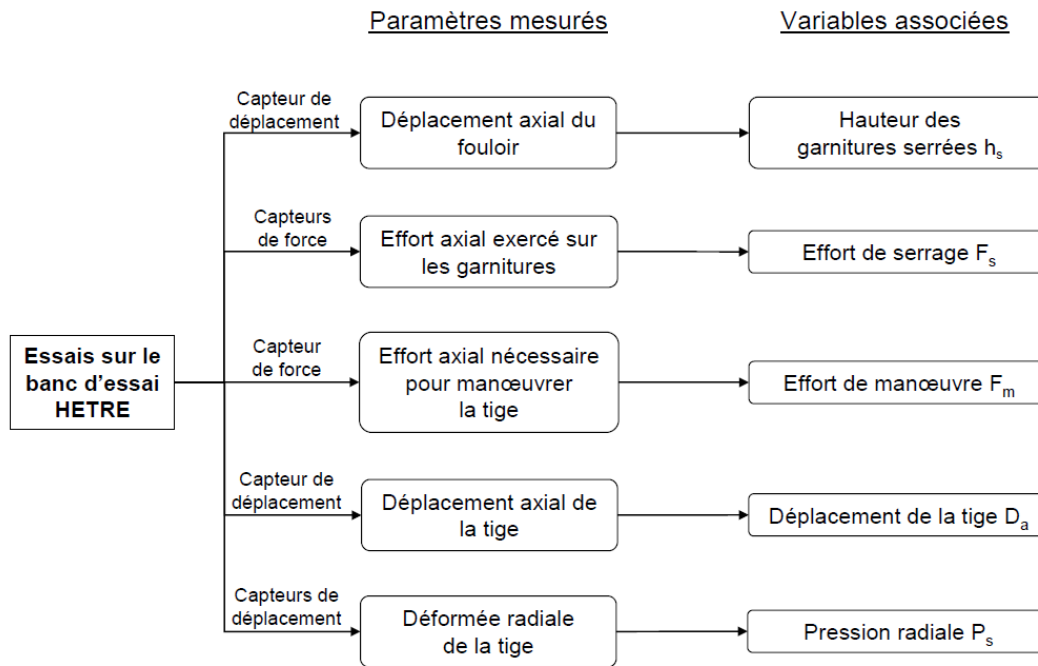


Figure 3-5 : paramètres mesurés en cours d'essai sur le banc d'essai HETRE

Le Tableau 3-1 résume les conditions d'essai choisies à partir des conditions rencontrées sur un robinet en fonctionnement. Les essais sont réalisés avec des garnitures en graphite expansé neuves, c'est-à-dire, trois bagues d'étanchéité et deux anneaux anti-extrusion (identiques à celles caractérisées dans le Chapitre 2). Leurs dimensions sont 30,5 mm x 46,4 mm x 8,2 mm et 30,5 mm x 46,6 mm x 3,4 mm respectivement. L'effort de serrage  $F_s$  à imposer aux garnitures est fixé à 28 kN  $\pm$  1,2 kN, comme l'a préconisé Pons [39] afin d'étancher correctement un robinet soumis à un fluide sous pression à 20 MPa. Pour des raisons économiques, la tige a dû être réutilisée à chaque essai. Un protocole précis de nettoyage a alors été mis en place pour minimiser les interactions en essais (Annexe A.5).

Conditions d'essai	Sur le banc d'essai	Sur un robinet en fonctionnement
Nombre de bagues d'étanchéité	3	3
Nombre d'anneau anti-extrusion	2	2
Effort de serrage (kN)	28	28
Température (°C)	20	300
Pression du fluide à étancher (MPa)	0	20
Course de la tige (mm)	60	60-150 (dépend de l'installation)
Vitesse de translation de la tige (mm/s)	1	5

Tableau 3-1 : conditions d'essai sur le banc d'essai

Les essais se feront à température ambiante et sans pression du fluide à étancher (Tableau 3-1) pour comprendre le comportement tribologique du contact tige-garnitures sans effets de la température et de la pression du fluide à étancher. Des essais supplémentaires peuvent être envisagés en augmentant la température de l'enceinte d'essai et de la pression d'hélium sur le banc d'essai pour se rapprocher des conditions d'un robinet en fonctionnement. En raison de difficultés techniques rencontrées sur le banc d'essai, la vitesse maximale de translation de la tige est limitée à 1 mm/s, ce qui reste dans une gamme compatible avec un robinet en fonctionnement

Une série de quatre premiers essais (Tableau 3-2) a été réalisée sur le banc HETRE avec un nombre de cycles de tige croissant. La fréquence d'acquisition choisie à 20 Hz permet d'enregistrer 2400 points pour un cycle aller/retour de la tige à une vitesse de 1 mm/s, ce qui correspond à une résolution spatiale de 50 µm. Cette résolution spatiale est suffisante pour des essais réalisés sur le banc HETRE.

Les essais n° 1 et n° 2 sont identiques. Ce sont des essais de reproductibilité. Les essais n° 3 et n° 4 sont réalisés pour identifier l'évolution des paramètres mesurés en fonction du nombre de cycles effectués. De plus, l'essai n° 4 est composé de séquences de type « Démarrage & Mise en pause » afin d'étudier le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures (Démarrage : garnitures serrées, tige mobile) après une semaine de mise en pause (Mise en pause : garnitures serrées, tige immobile) et plus particulièrement des effets d'adhésion. Industriellement, cela correspond à l'usage discontinu des robinets.

Numéro d'essai	Description	Nombre de cycles de tige
1	10 cycles	10
2	10 cycles	10
3	40 cycles	40
4	10 cycles	130
	120 heures de mise en pause	
	10 cycles	
	170 heures de mise en pause	
	10 cycles	
	170 heures de mise en pause	
	10 cycles	
	170 heures de mise en pause	
	10 cycles	
	145 heures de mise en pause	
80 cycles		

Tableau 3-2 : liste des essais réalisés sur le banc d'essai HETRE

### 3.2.2. Analyse des résultats d'essais

La Figure 3-6 représente l'effort de manœuvre  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_t$  mesurés au cours du premier cycle aller de la tige. Ces résultats sont représentatifs puisque la reproductibilité des essais a été vérifiée également sur les dix premiers cycles de la tige. L'effort de manœuvre  $F_m$  (Figure 3-6(a)) reste quasi-constant pour le premier cycle aller de la tige, simulant l'ouverture d'un robinet. En même temps, la mesure de déformée radiale de la tige  $D_t$  atteint une valeur maximale  $D_{max}$  lorsque les capteurs de déplacement se retrouvent en vis-à-vis des garnitures pendant des manœuvres de la tige (Figure 3-6(b)). Cette évolution de déformée de la tige est prévisible puisque la pression radiale  $P_s$  exercée par les garnitures serrées déforme la paroi mince de la tige.

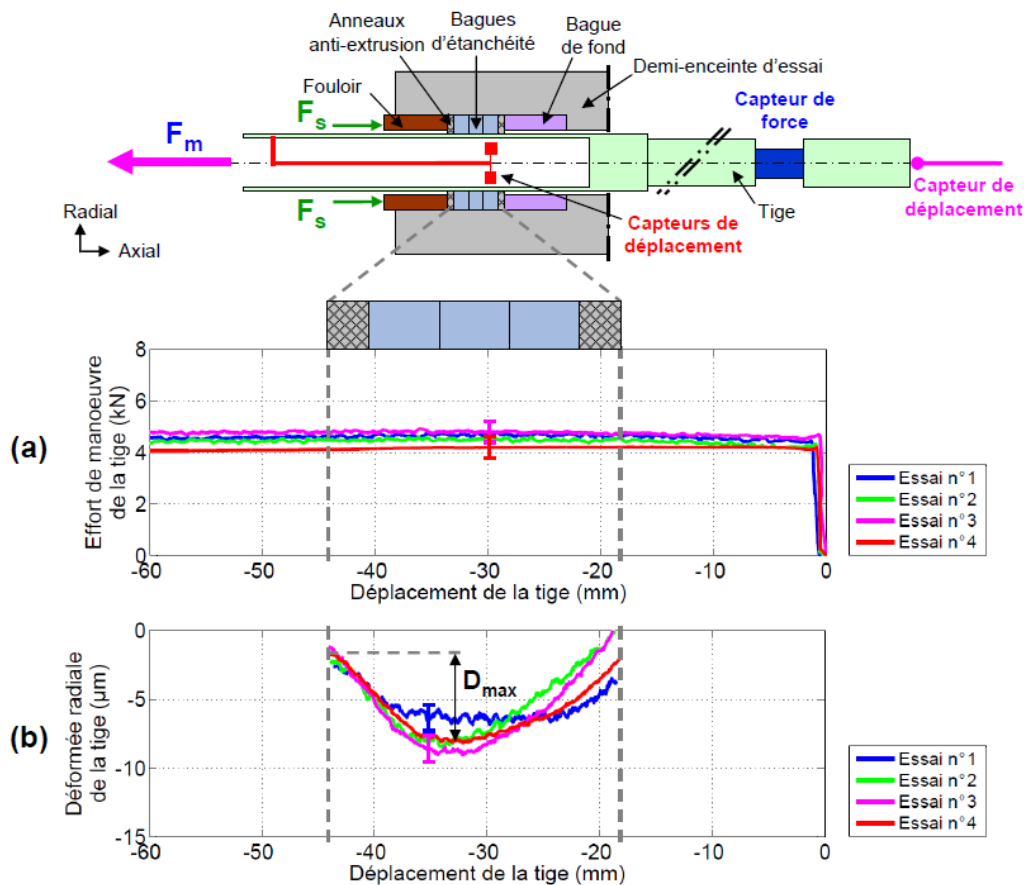


Figure 3-6 : paramètres mesurés au cours du premier cycle aller :  
(a) effort de manœuvre, (b) déformée radiale de la tige

L'évolution de l'effort de manœuvre pour tous les cycles aller (essai n° 4) est présentée dans les Figure 3-7(a) et Figure 3-7(b) : l'effort augmente dans les 20 premiers cycles, se stabilise jusqu'au cycle n° 50 puis, diminue jusqu'à la fin de l'essai. Pour les 20 premiers cycles, l'effort augmente car ces premiers cycles uniformisent les contraintes au sein des garnitures : ce phénomène est connu sous le nom d'accommodation de contraintes (§ 1.1.1, Chapitre 1). Une fois que les contraintes dans les garnitures ont été accommodées, l'effort de manœuvre devrait rester constant. Contre toute attente, l'effort mesuré sur le banc d'essai diminue du cycle n° 50 jusqu'à la fin d'essai. La même évolution de l'effort de manœuvre est constatée pour les cycles retour de la tige, simulant la fermeture d'un robinet. À ce stade d'analyse, aucune explication physique ne peut être apporté sur la diminution progressive d'effort de manœuvre  $F_m$ .

Au cours du même essai, la mesure de la déformée radiale de la tige  $D_r$ , indicateur de l'évolution la pression radiale  $P_s$ , suit la même évolution que l'effort de manœuvre  $F_m$  (Figure 3-7(c) et Figure 3-7(d)) : elle augmente durant les 10 premiers cycles de tige puis, se stabilise jusqu'au cycle n° 50 et enfin, diminue progressivement jusqu'à la fin d'essai. De plus, le phénomène d'accommodation des garnitures constaté durant les premiers cycles de tige par l'augmentation de l'effort de manœuvre (Figure 3-7(b)), se produit localement par l'augmentation de la déformée radiale de la tige dans la zone de garnitures (Figure 3-7(d)).

En revanche, nous ne disposons pas assez d'éléments à ce stade d'analyse pour interpréter les différentes formes de courbes d'effort de manœuvre et de déformée radiale de la tige (Figure 3-7(b) et Figure 3-7(d)). Par exemple, il est nécessaire de comprendre l'origine de la « surdéformation » locale dans la zone du contact tige-garnitures, comme illustrée dans la Figure 3-7(d) et les conséquences sur le fonctionnement du presse-garnitures. Cette « surdéformation » locale mesurée dans la zone du contact peut être à l'origine :

- d'accommodation de contraintes des garnitures (comportement volumique des garnitures, § 1.1.1, Chapitre 1) ou,
- de troisième corps présent dans le contact tige-garnitures (comportement tribologique de l'interface tige-garnitures, § 1.4.1, Chapitre 1).

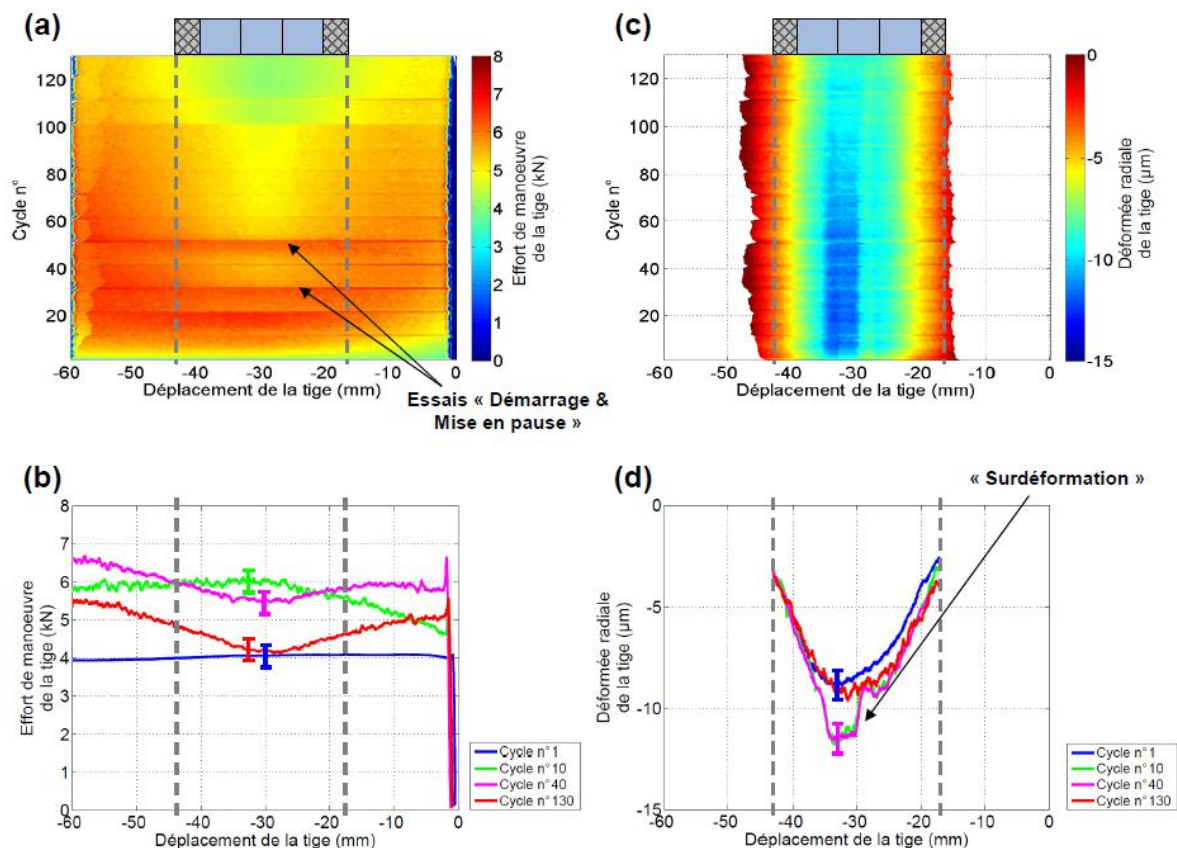


Figure 3-7 : paramètres mesurés pour l'essai n° 4 :  
 (a)-(b) effort de manœuvre, (c)-(d) déformée radiale de la tige

Afin de faciliter l'interprétation des résultats d'essais, il est intéressant de représenter l'effort moyen de manœuvre  $F_{\text{moyen}}$  et la déformée maximale de la tige  $D_{\text{max}}$  sur le cycle aller en fonction du nombre de cycles de tige (Figure 3-8). Les phases « Démarrage & Mise en pause » de l'essai n° 4 montrent l'influence du temps d'arrêt sur le comportement tribologique du contact tige-garnitures. Une augmentation de l'effort moyen de manoeuvre de l'ordre de 10 % est constatée au démarrage de chaque essai (Figure 3-8(a)). Cette augmentation pourrait être justifiée :

- soit par l'adhésion des garnitures en graphite expansé sur la tige après une semaine d'arrêt car le graphite adhère souvent sur une surface métallique sous pression hydrostatique [68],
- soit par les propriétés du troisième corps dans le contact tige-garnitures (§ 1.4.1, Chapitre 1).

La déformée  $D_{\text{max}}$  qui traduit l'évolution de la pression radiale  $P_s$  (Figure 3-8(c)), suit l'évolution globale de l'effort moyen de manoeuvre  $F_{\text{moyen}}$  tandis que l'effort de serrage  $F_s$  imposé aux garnitures reste quasi-constant. En particulier, la déformée  $D_{\text{max}}$  diminue progressivement jusqu'à la fin d'essai. Ainsi, il est supposé que la diminution de l'effort moyen de manoeuvre  $F_{\text{moyen}}$  est due à la diminution de la pression radiale  $P_s$  de garnitures. En revanche, l'origine de ces évolutions est inconnue à cause d'un fort couplage entre le comportement volumique des garnitures et le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures.

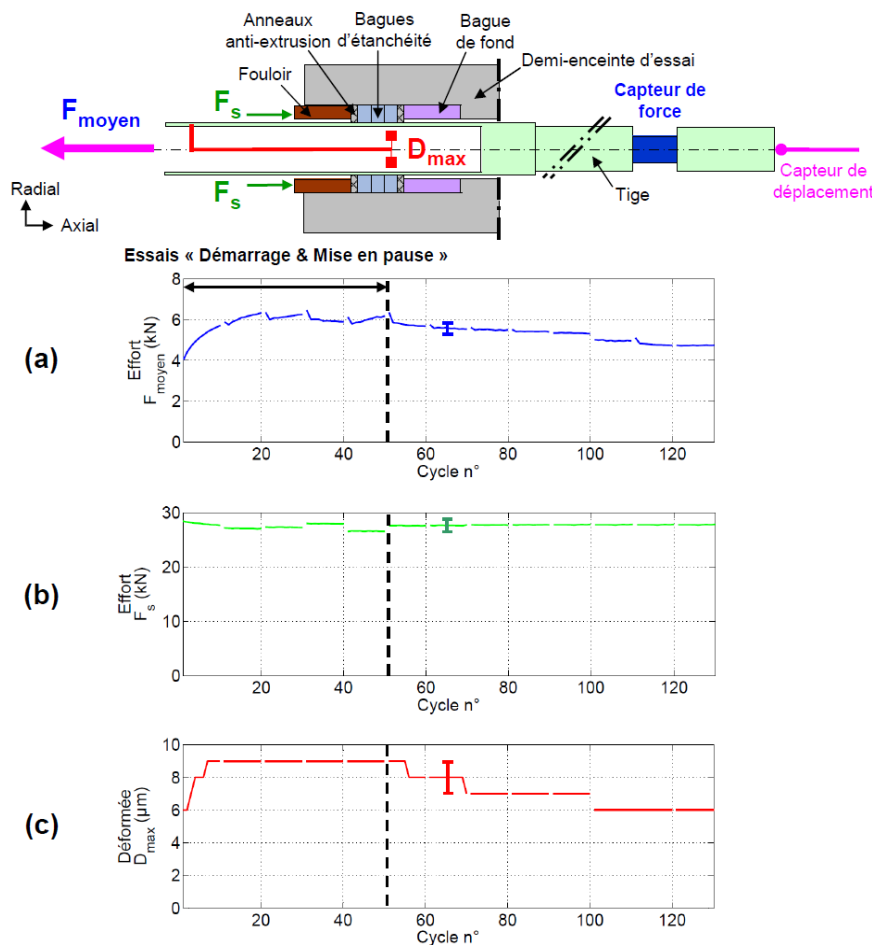


Figure 3-8 : paramètres mesurés pour l'essai n° 4 : (a) effort moyen de manoeuvre, (b) effort de serrage, (c) déformée maximale de la tige

En résumé, un presse-garnitures composé de bagues d'étanchéité en graphite expansé et anneaux anti-extrusion en graphite expansé, testé dans les conditions d'essai décrites dans le Tableau 3-1, a permis de reproduire le contact tige-garnitures d'un robinet :

- Pendant les premiers cycles de tige, l'effort de manœuvre  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_t$  augmentent. Ces évolutions sont associées au phénomène d'accommodation de contraintes qui se produit dans le volume des garnitures par comblement partiel des vides,
- Entre le cycle n° 20 et n° 50, l'effort de manœuvre  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_t$  se stabilisent. De plus, une « surdéformation » locale a été mesurée dans la zone de garnitures. L'évolution des paramètres mesurés témoigne d'un fort couplage entre le comportement volumique des garnitures (accommodation de contraintes) et le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures (troisième corps),
- À partir du cycle n° 50, l'effort de manœuvre  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_t$  diminuent progressivement jusqu'à la fin d'essai. De même, le couplage entre le comportement volumique des garnitures et le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures ne permet pas d'expliquer l'évolution des paramètres mesurés.

Afin d'expliquer les éléments précédents, il est important de décrire le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures et ses liens avec l'évolution des paramètres mesurés sur le banc d'essai. Pour cela, des caractérisations tribologiques *a posteriori* sont nécessaires.

### 3.3. Caractérisations tribologiques *a posteriori*

#### 3.3.1. Détails des caractérisations

Les caractérisations commencent par une observation des garnitures neuves en graphite expansé tant sur le diamètre intérieur que sur la coupe transversale afin de connaître l'état initial (ou référence) des garnitures à l'aide des différents outils d'observation : loupe binoculaire, microscope optique et microscope électronique à balayage (MEB). En effet, les observations microscopiques permettent de collecter des informations sur les surfaces sans trop les modifier. En revanche, la tige a été observée seulement avec une loupe binoculaire et d'un microscope optique du fait de ses dimensions. De plus, la tige a dû être réutilisée à chaque essai pour des raisons économiques. Un protocole précis de nettoyage a alors été mis en place pour minimiser les interactions en essais (Annexe A.5). La tige nettoyée constitue ainsi l'état initial de la tige.

Dans la littérature, les études existantes du fonctionnement presse-garnitures (§ 1.3.1, Chapitre 1) notamment les travaux d'Ottens [40], n'ont pas pu faire le lien entre les observations de la tige après essai et l'évolution des paramètres mesurés pendant l'essai. Afin de pallier ce manque, l'idée directrice de cette thèse est d'utiliser les outils tribologiques (le concept du troisième corps [57] et le circuit tribologique [59]-[60], § 1.4, Chapitre 1) comme traceur des conditions de contact frottant entre la tige et les garnitures.



Pour aborder le comportement tribologique (frottement, usure) du contact tige-garnitures, nous choisissons d'observer le troisième corps formé lors des manœuvres de tige sur le banc d'essai à la recherche de la complémentarité (Figure 3-9). Cette complémentarité permet de reconstituer la dynamique locale du contact tige-garnitures par l'intermédiaire du circuit tribologique (§ 1.4, Chapitre 1).

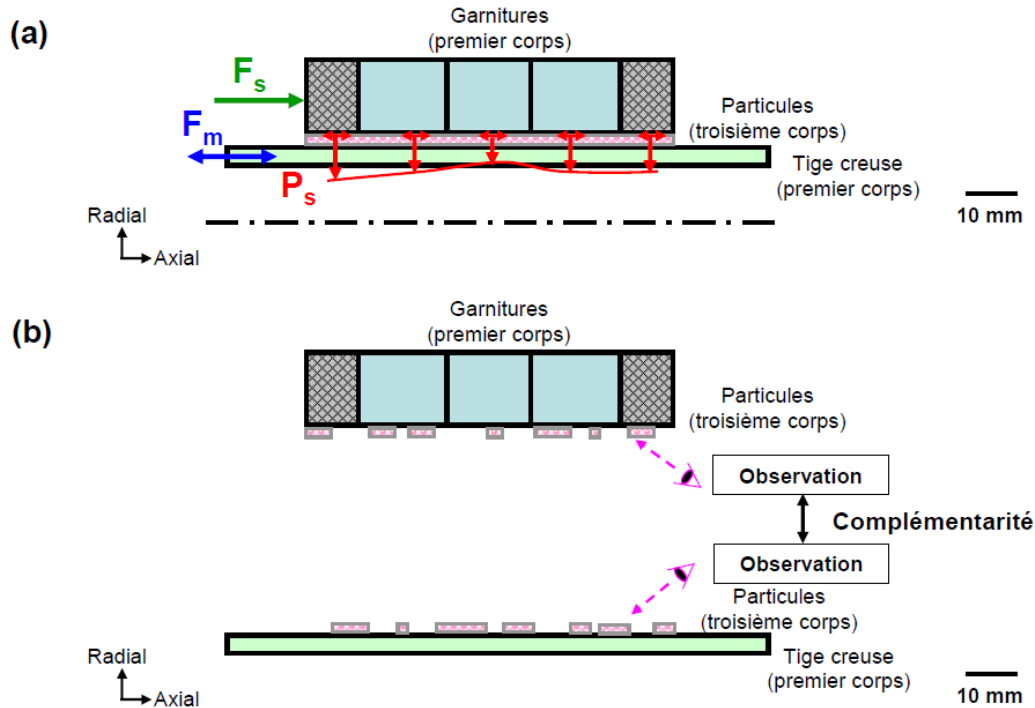


Figure 3-9 : principe de caractérisations tribologiques *a posteriori* :  
 (a) essai sur un banc d'essai, (b) observations après l'essai

Pour ce faire, la tige et les garnitures testées doivent être démontées après essai selon le protocole de démontage (Annexe A.6) afin de préserver les conditions de contact tige-garnitures reproduites au cours de l'essai. Les mêmes outils d'observation ont été utilisés pour observer la tige et les garnitures testées à différents cycles (Tableau 3-2). L'effet du mouvement de la tige sur le ruban de graphite dans le cas d'une bague d'étanchéité et sur les fils d'Inconel dans le cas d'un anneau anti-extrusion a été étudié en comparant une garniture neuve à une garniture issue des essais. Cette démarche permet en outre d'identifier les mécanismes d'accommodation de vitesse (§ 1.4.1, Chapitre 1).

Par ailleurs, les inhibiteurs de corrosion (§ 1.2.2, Chapitre 1) présents sur des anneaux anti-extrusion et des bagues d'étanchéité sont utilisés comme marqueurs chimiques pour identifier les différents débits de troisième corps dans le contact tige-garnitures. Les inhibiteurs sont mis en évidence par l'intermédiaire d'une analyse par Energy Dispersive X-ray (EDX). L'ensemble de cette démarche permet de reconstruire le circuit tribologique du contact tige-garnitures.

### 3.3.2. Mécanisme d'accommodation de vitesse

À l'échelle des premiers corps, la Figure 3-10 présente l'observation surfacique des anneaux anti-extrusion, des bagues d'étanchéité et de la tige testées sur le banc d'essai en fonction du nombre de cycles de tige (Tableau 3-2). Le troisième corps a été observé sur la surface de l'anneau anti-extrusion à la fin du cycle n° 10 mais il est difficilement identifiable sur la bague d'étanchéité à la même échelle. En outre, le phénomène du transfert de troisième corps sur la tige devient très important lorsque le nombre de cycles augmente. Ce phénomène est en accord avec les observations d'Ottens [40] et de Richardson [61] (Figure 1-27, § 1.4.1, Chapitre 1).

En revanche, Ottens et Richardson n'ont pas expliqué le mécanisme de formation du troisième corps et son influence sur les paramètres globaux (effort de manœuvre de la tige, étanchéité) d'un presse-garnitures. Afin de pallier ce manque, une description morphologique du troisième corps et de son évolution dans le contact (par l'intermédiaire des débits de troisième corps) est nécessaire.

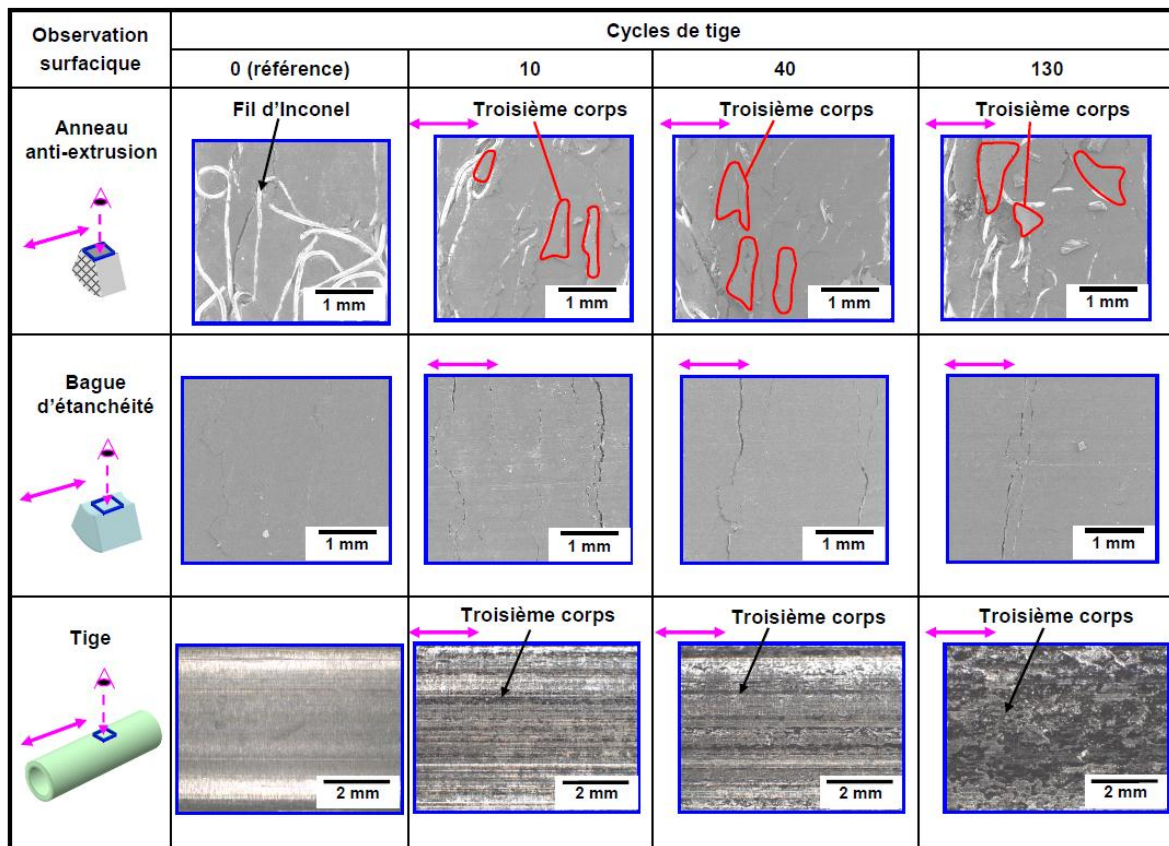


Figure 3-10 : observation surfacique à l'échelle des premiers corps

À l'échelle du troisième corps, la Figure 3-11 présente les observations surfaciques d'un anneau anti-extrusion, d'une bague d'étanchéité et de la tige qui sont représentatifs. Le troisième corps est initialement créé à partir de particules détachées des surfaces frottantes. Celles-ci sont principalement constituées de carbone d'après l'analyse EDX (Figure 3-12).

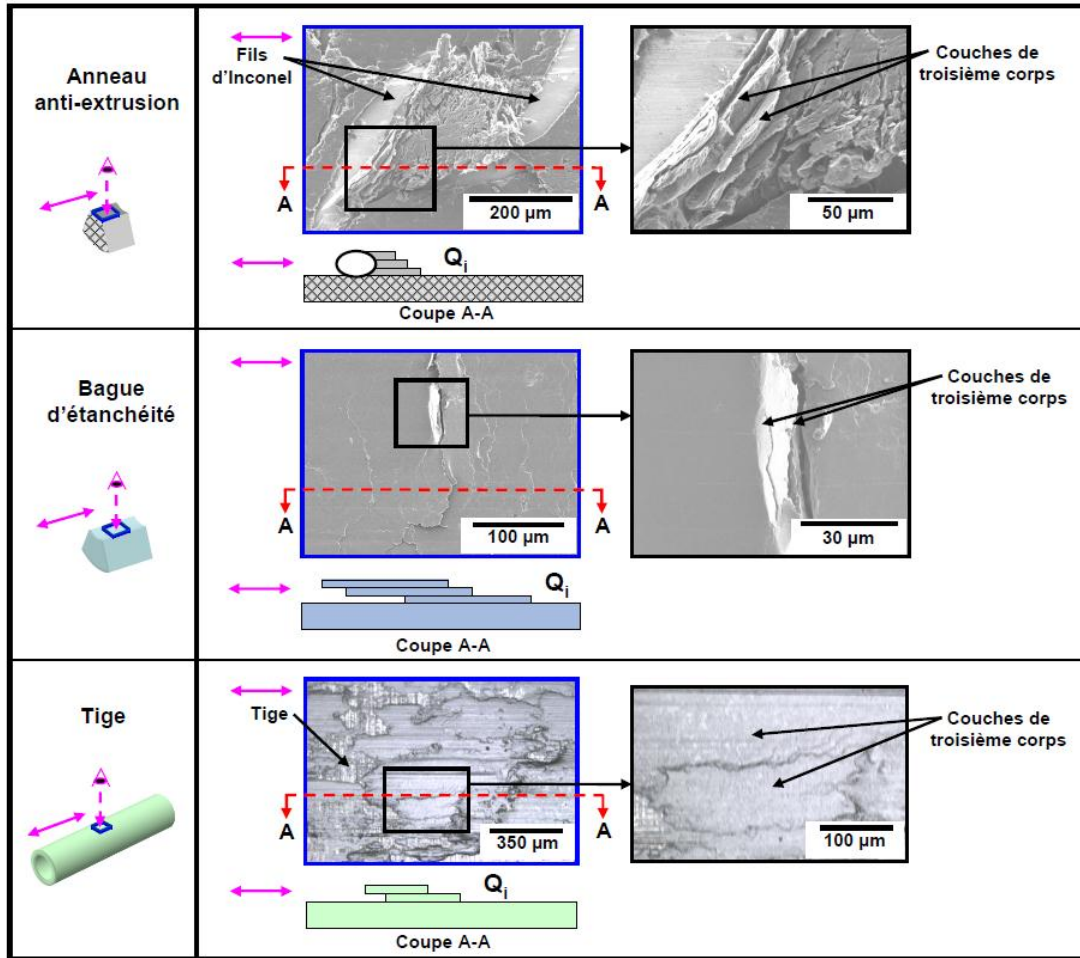


Figure 3-11 : observation surfacique à l'échelle du troisième corps

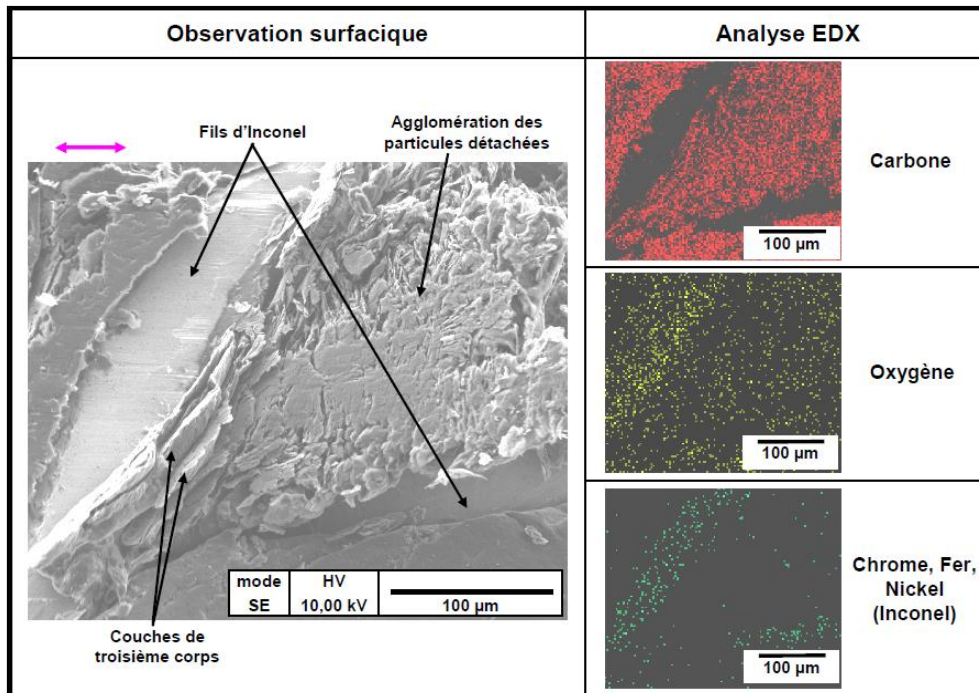


Figure 3-12 : observation surfacique et analyse EDX de l'anneau anti-extrusion à l'échelle du troisième corps

De plus, l'analyse EDX (Figure 3-13) montre que des particules issues du fil d'Inconel, de la tige et du molybdate de sodium (inhibiteur de corrosion de l'anneau anti-extrusion, § 1.2.2, Chapitre 1) sont présentes sur les bagues d'étanchéité. Ainsi, cette analyse témoigne de la circulation des particules détachées à l'intérieur du contact tige-garnitures et de l'interaction entre les premiers corps : tige, anneaux anti-extrusion et bagues d'étanchéité.

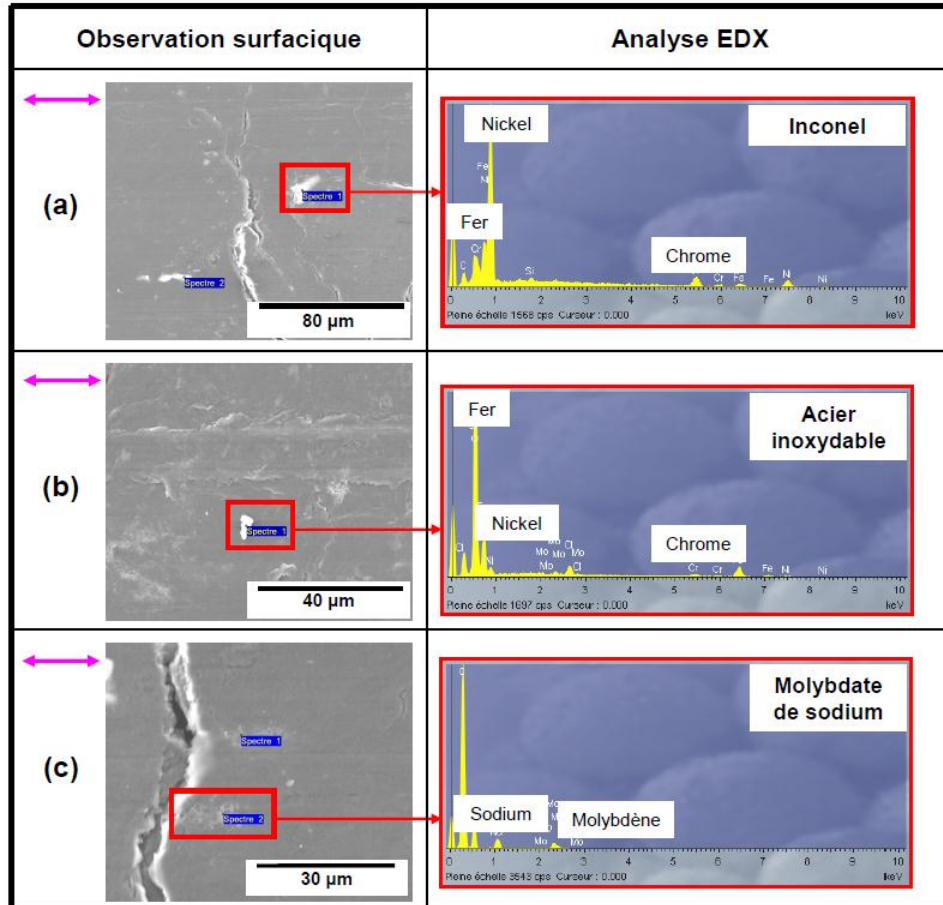


Figure 3-13 : observation surfacique et analyse EDX de la bague d'étanchéité à l'échelle du troisième corps : (a) particule d'Inconel, (b) particule d'acier inoxydable, (c) particule de molybdate de sodium

Sous la pression radiale  $P_s$  et les mouvements relatifs de la tige, les particules détachées (représentées par le débit source  $Q_s$  dans la Figure 3-14) conduisent à la formation des couches de troisième corps. Les couches (représentées par le débit interne  $Q_i$  dans les Figure 3-11 et Figure 3-14) glissent les unes sur les autres pour accommoder les différentes vitesses (ou les mouvements relatifs) entre la tige et les garnitures par cisaillement :  $S_3M_3$  ( $S_3$  : troisième corps,  $M_3$  : mode de cisaillement, § 1.4.1, Chapitre 1). Ainsi, le mécanisme d'accommodation de vitesse par cisaillement du troisième corps contrôle le frottement à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  (Figure 3-14).

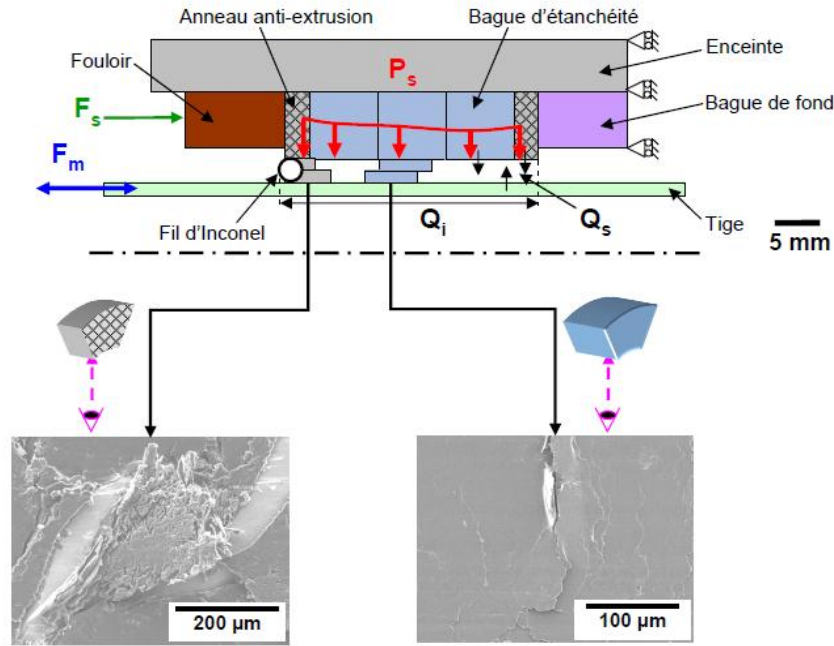


Figure 3-14 : débit source et débit interne du contact tige-garnitures

### 3.3.3. Rôle de l'anneau anti-extrusion

À l'échelle des premiers corps, la Figure 3-15 présente l'observation d'un anneau anti-extrusion du côté fouloir en fonction du nombre de cycles de tige à l'aide de la loupe binoculaire et du MEB. Une extrusion volumique est constatée dès le dixième cycle sur le diamètre intérieur des anneaux anti-extrusion.

Observations d'anneaux anti-extrusion	Cycles de tige			
	0 (référence)	10	40	130
<b>Surfacique</b> 	<b>Fils d'Inconel</b> 	<b>Troisième corps</b> 	<b>Troisième corps</b> 	<b>Troisième corps</b> 
<b>Coupe A-A</b> 		<b>Début d'extrusion</b> 	<b>Extrusion</b> 	<b>Extrusion</b> 

Figure 3-15 : observations d'anneaux anti-extrusion à l'échelle des premiers corps

La taille d'extrusion correspond au jeu fonctionnel entre la tige et le fouloir (un jeu radial de 1 mm, Figure 3-16). Grâce à cette capacité de s'extruder, l'anneau anti-extrusion est positionné sur chaque extrémité d'un presse-garnitures pour empêcher l'extrusion des bagues d'étanchéité en graphite expansé. C'est d'ailleurs sur ce rôle principal que l'anneau anti-extrusion a hérité son nom [23].

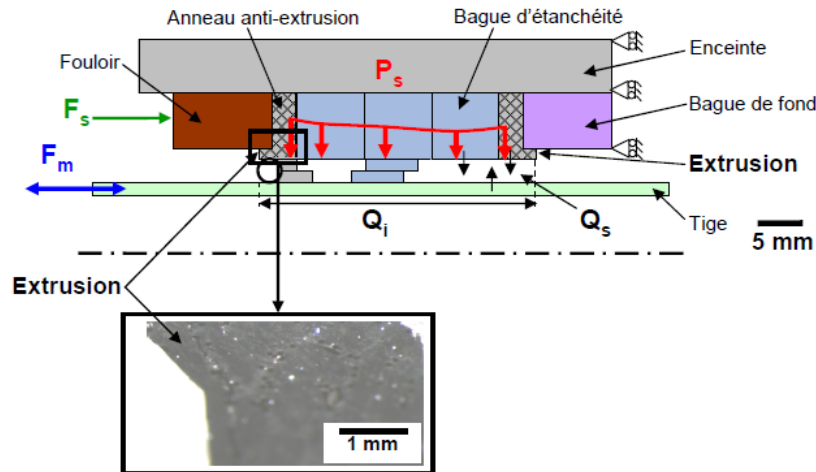


Figure 3-16 : extrusion de l'anneau anti-extrusion

À l'échelle du troisième corps, les fils d'Inconel dans les anneaux anti-extrusion, assurent le piégeage des particules qui circulent à l'intérieur du contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige. Ceci évite l'éjection définitive des particules du contact en les empêchant de devenir des particules d'usure (Figure 3-17). Dans les premiers cycles de manœuvre de la tige, les particules piégées par des fils d'Inconel s'agglomèrent et forment un troisième corps poudreux. Lorsque le nombre de cycles de tige augmente, de plus en plus de particules sont piégées par des fils. Sous la pression radiale  $P_s$  et les mouvements relatifs de la tige, ces particules piégées conduisent alors à la formation d'un troisième corps compacté.

Observations d'anneaux anti-extrusion	Cycles de tige			
	0 (référence)	10	40	130
<b>Surfacique</b> 	Fil d'Inconel 	Troisième corps poudreux 	Troisième corps compacté 	Troisième corps compacté 
<b>Coupe A-A</b> 	Fil d'Inconel 			

Figure 3-17 : observations d'anneaux anti-extrusion à l'échelle du troisième corps

Cependant, le piégeage du troisième corps est limité par le volume maximal disponible (encadré en rouge dans la Figure 3-17). Lorsque ce volume est rempli (à partir du cycle n° 40), le troisième corps circulant dans le contact ne sera plus piégé. Par conséquent, il est éjecté définitivement du contact, ce qui explique des particules trouvées au fouloir et à la bague de fond en fin d'essai (Figure 3-18). Ces particules peuvent être représentées par le débit d'usure  $Q_w$  dans la Figure 3-19.

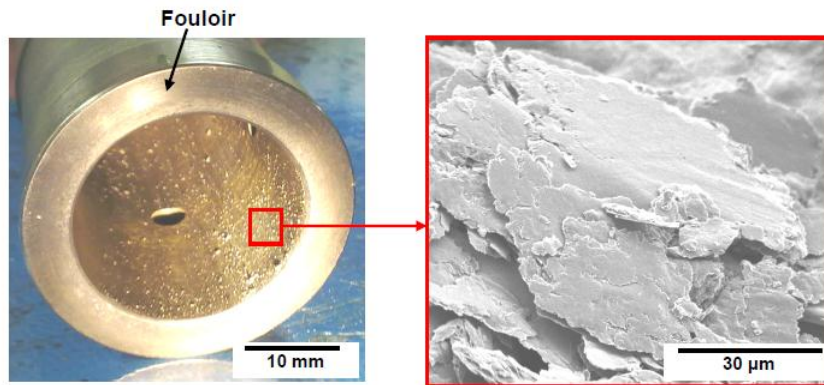


Figure 3-18 : particules trouvées au fouloir en fin d'essai n° 4

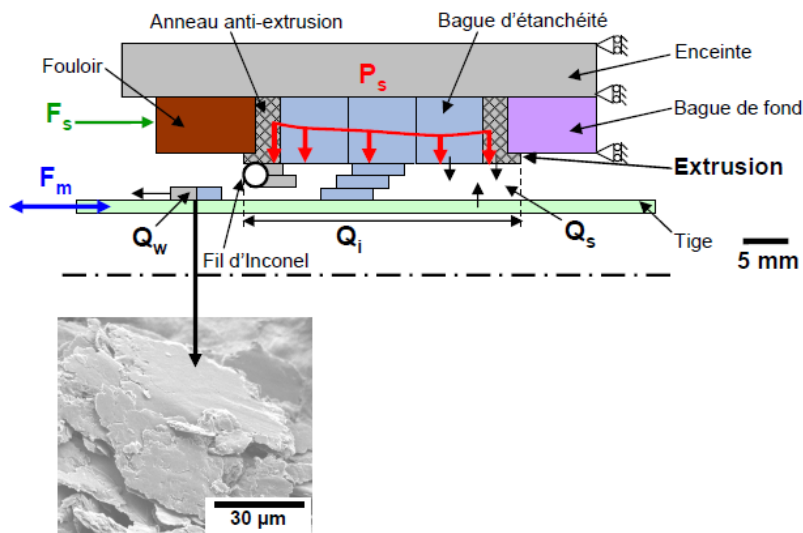


Figure 3-19 : débit d'usure du contact tige-garnitures

Par ailleurs, des particules se détachent des fils d'Inconel dans les anneaux anti-extrusion (Figure 3-20). Sous la pression radiale  $P_s$  et les mouvements relatifs de la tige, le troisième corps à l'interface tige-garnitures « épluche » les fils d'Inconel (illustrée par les flèches rouges dans la Figure 3-20) et conduit alors à la formation des particules d'Inconel. Ce phénomène de détachement particules définit ainsi le mécanisme de dégradation (ou le débit source  $Q_s$ ) du fil d'Inconel. Il influence aussi sur la capacité du piégeage du troisième corps par les fils d'Inconel lors des manœuvres de la tige.

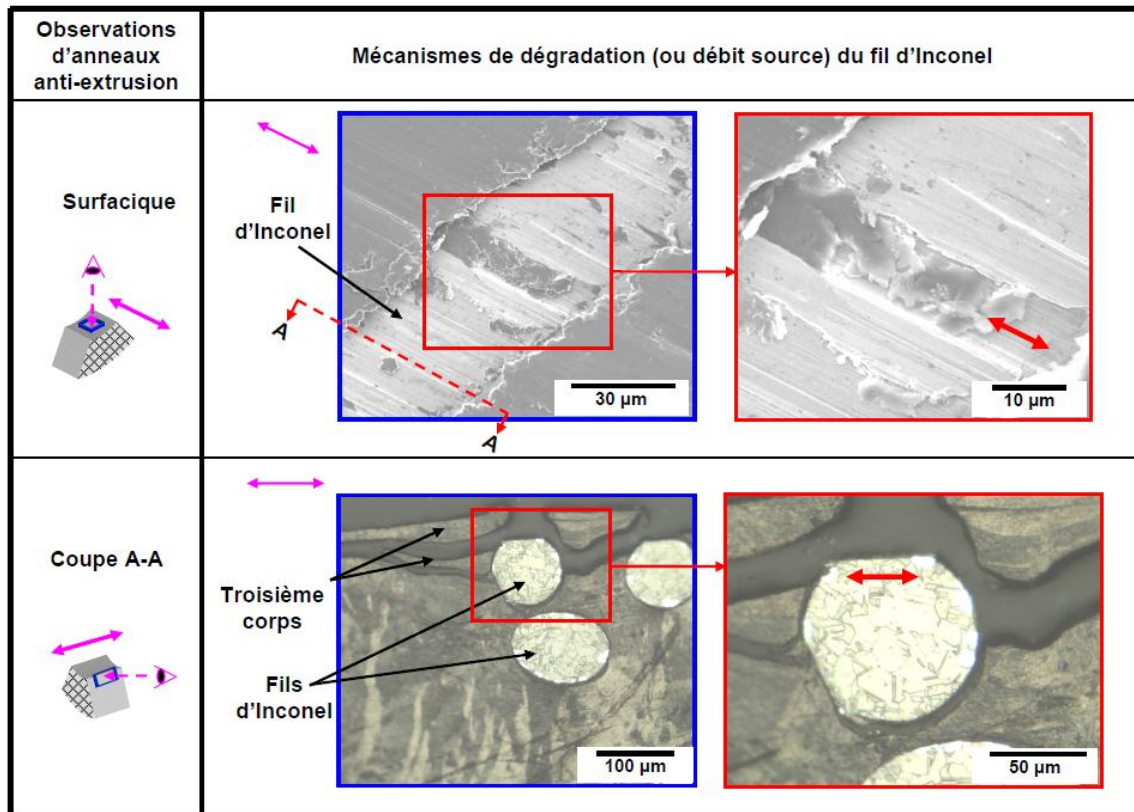


Figure 3-20 : mécanisme de dégradation du fils d'Inconel

### 3.3.4. Circuit tribologique

Le circuit tribologique du contact tige-garnitures modélise l'ensemble du triplet tribologique (mécanisme, premiers corps et troisième corps, § 1.4, Chapitre 1) et prend en compte leurs différentes interactions. Le triplet tribologique est constitué :

- du mécanisme : qui impose l'effort de serrage  $F_s$  par l'intermédiaire de la pression radiale  $P_s$  et les mouvements de translation de la tige aux premiers corps,
- des premiers corps : qui sont la tige et les garnitures en graphite expansé (anneaux anti-extrusion et bagues d'étanchéité),
- du troisième corps : qui est une couche solide entre la tige et les garnitures lors des manœuvres de la tige sur le banc d'essai.

Afin de construire le circuit tribologique, les inhibiteurs de corrosion présents dans les garnitures en graphite expansé sont utilisés comme marqueurs chimiques pour identifier les différents débits de l'écoulement du troisième corps à l'interface tige-garnitures. Le circuit tribologique du contact tige-garnitures s'écrit de deux manières :

1. en fonction du nombre de cycles de tige (Figure 3-21) : pour comprendre les liens entre l'évolution des paramètres mesurés sur le banc d'essai et le comportement tribologique (frottement, usure) du contact tige-garnitures.
2. fonction des débits de troisième corps (Figure 3-22) : pour prendre en compte les interactions entre les premiers corps afin de comprendre les liens entre le comportement tribologique du contact tige-garnitures et les paramètres globaux (étanchéité, effort de manœuvre) d'un presse-garnitures.



La Figure 3-21 résume les résultats d'essais (§ 3.2.2) et les caractérisations tribologiques *a posteriori* (§ 3.3.2 et § 3.3.3) pour les essais réalisés sur le banc HETRE sous forme du circuit tribologique. Les garnitures en graphite expansé (anneaux anti-extrusion, AE et bagues d'étanchéité, BE) sont soumises à l'effort de serrage  $F_s$  par l'intermédiaire du fouloir (Figure 3-21(a)). Cet effort est ensuite transmis radialement sur la tige et la boîte par l'expansion radiale des garnitures, ce qui induit une distribution de la pression radiale  $P_s$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures afin d'assurer l'étanchéité du presse-garnitures. Il est supposé que la distribution initiale de  $P_s$  diminue le long de l'interface tige-garnitures à cause de frottements aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures [8]-[9] (§ 1.1.1, Chapitre 1). La distribution de  $P_s$  sera déterminée de manière plus précise à l'aide des simulations numériques (Chapitre 4). En outre, un effort de manœuvre  $F_m$  est appliqué à la tige. Cet effort se traduit par des mouvements relatifs de la tige.

Pendant le premier cycle de la tige, le troisième corps est créé à l'interface tige-garnitures à partir des particules détachées des surfaces frottantes : tige, AE et BE (Figure 3-21(a)). Ce phénomène du détachement de particules qui se produit à l'échelle du troisième corps peut être représenté par le débit source  $Q_s$ . Il est possible que le débit source de chaque surface frottante ( $Q_s(\text{tige})$ ,  $Q_s(\text{AE})$  et  $Q_s(\text{BE})$ ) varie en fonction de la distribution initiale de la pression radiale  $P_s$  (Figure 3-21(a) et Figure 3-22).

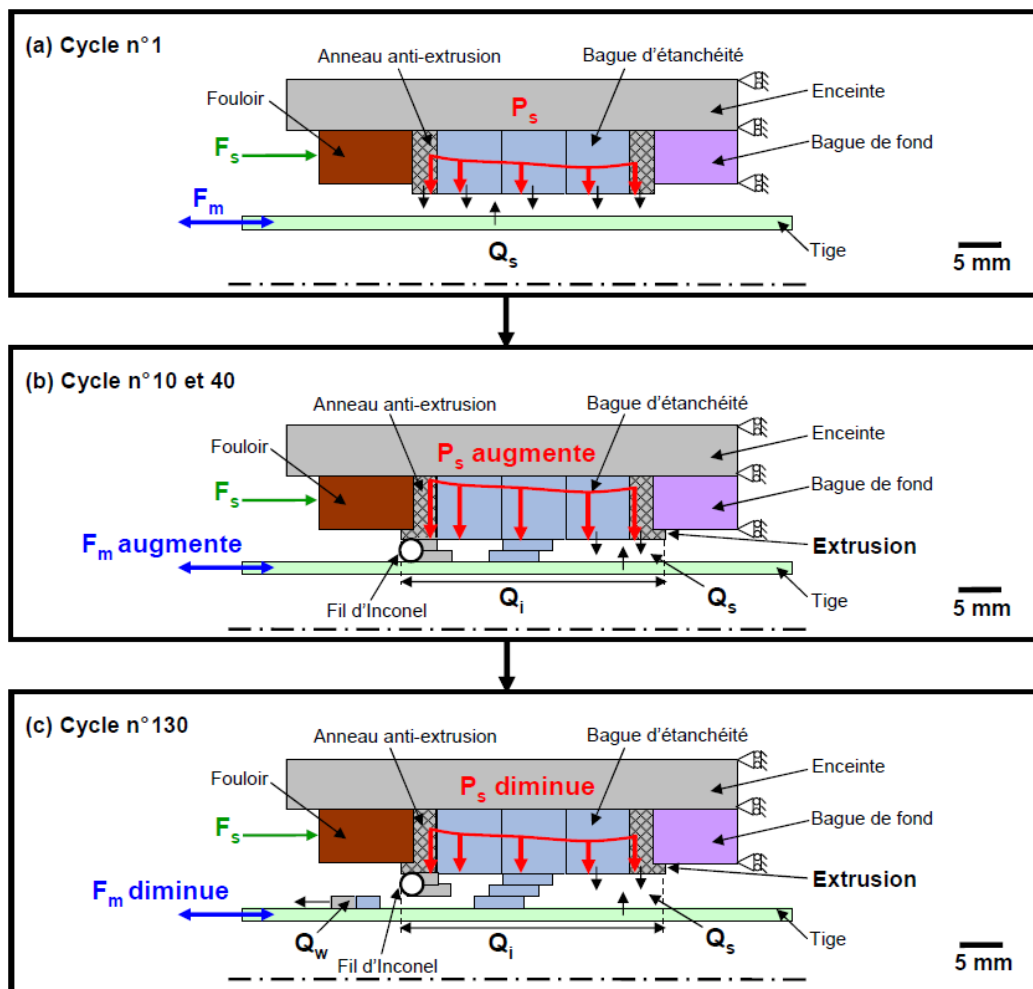


Figure 3-21 : circuit tribologique du contact tige-garnitures en fonction du nombre de cycles de tige

Lorsque le nombre de cycles de tige augmente, les particules détachées conduisent à la formation du débit interne :  $Q_i(\text{tige})$ ,  $Q_i(\text{AE})$  et  $Q_i(\text{BE})$  respectivement (Figure 3-21(b) et Figure 3-22). Sous la distribution de la pression radiale  $P_s$  et les mouvements relatifs de la tige, les particules s'écoulent à l'intérieur du contact tige-garnitures et piégées ensuite par des fils d'Inconel au niveau des anneaux anti-extrusion (Figure 3-17). Physiquement, le piégeage de particules augmente le débit interne de l'interface tige-garnitures  $Q_i$  à l'échelle du troisième corps. L'augmentation de  $Q_i$  a été observée sur les garnitures et la tige qui s'accompagne d'empilement de couches de troisième corps (Figure 3-11). Ces couches empilées glissent les unes sur les autres pour accommoder les différentes vitesses entre la tige et les garnitures par cisaillement :  $S_3M_3$  (Figure 3-22). Le cisaillement des couches de troisième corps contrôle le frottement à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$ .

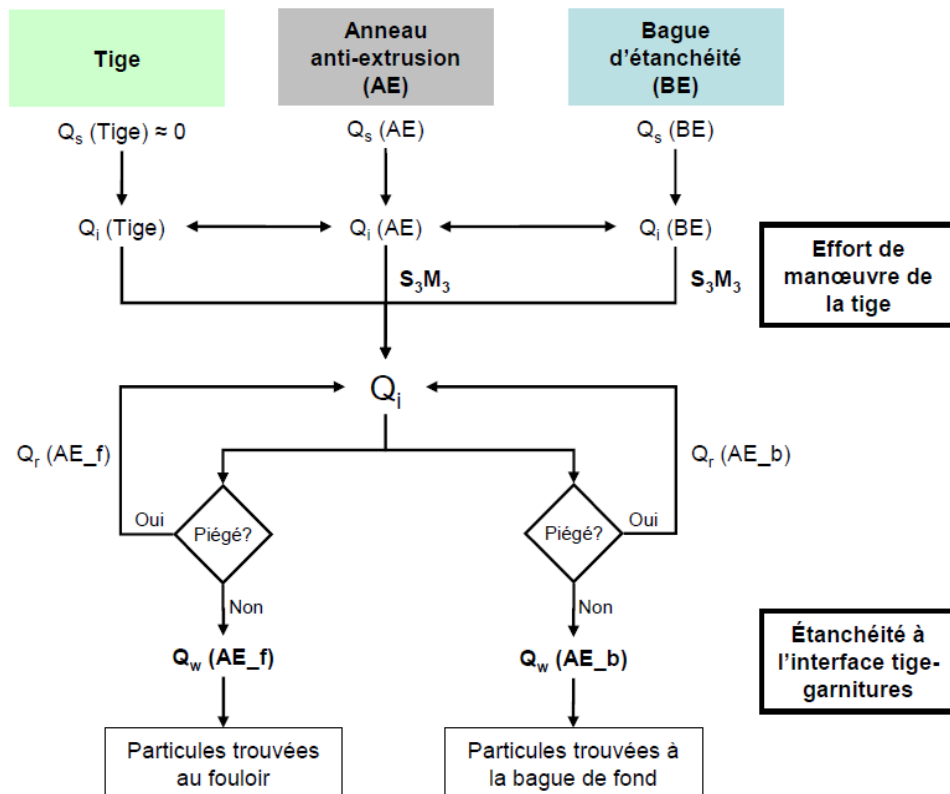


Figure 3-22 : circuit tribologique du contact tige-garnitures en fonction des débits de troisième corps

À l'échelle des premiers corps, l'anneau anti-extrusion s'extrude pour éviter l'extrusion des bagues d'étanchéité en graphite expansé pendant l'accommodation des contraintes par comblement partiel des vides dans le volume des garnitures. Ainsi, l'augmentation de  $Q_i$  à l'interface tige-garnitures à l'échelle du troisième corps et le phénomène d'accommodation des garnitures en graphite expansé à l'échelle des premiers corps sont les causes de l'augmentation de la déformée  $D_{\max}$  (indicateur de l'évolution de la pression radiale  $P_s$ ) et de l'effort de manœuvre  $F_m$  mesurés expérimentalement sur le banc HETRE (Figure 3-21(b)).

À l'échelle du troisième corps (Figure 3-21(b) et Figure 3-22), les fils d'Inconel dans les anneaux anti-extrusion piègent les particules qui circulent à l'intérieur du contact tige-garnitures et évitent les particules de s'éjecter définitivement du contact comme les particules d'usure. Cependant, cette capacité de piégeage de particules est limitée par le volume de piégeage, délimité par les fils d'Inconel. Lorsque le nombre de cycles augmente, le volume de piégeage arrive à saturation. Le troisième corps ne peut plus être piégé par les fils d'Inconel et il est alors éjecté définitivement du contact. Par conséquent, le volume de troisième corps trouvé du côté du fouloir  $Q_w(AE_f)$  et du côté de bague de fond  $Q_w(AE_b)$  augmente (Figure 3-21(c)).

En même temps, les fils d'Inconel subissent des dégradations par détachement de particules (Figure 3-20) sous la pression radiale  $P_s$  et les mouvements relatifs de la tige, ce qui modifie le volume de particules piégées. Ainsi, le mécanisme de dégradation du fil d'Inconel participe aussi du contrôle des débits d'usure  $Q_w(AE_f)$  et  $Q_w(AE_b)$  (Figure 3-22). L'augmentation du volume de troisième corps au niveau du fouloir et au niveau de la bague de fond à l'échelle du troisième corps, provoque une diminution de  $P_s$  à l'interface tige-garnitures et de l'effort de manœuvre  $F_m$  mesurés expérimentalement sur le banc HETRE (Figure 3-21(c)). Par conséquent, la diminution de  $P_s$  influe sur l'étanchéité à l'interface tige-garnitures (Figure 3-22).

### 3.4.Synthèse

La caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures a été réalisée à l'aide des essais de reproduction des conditions de contact tige-garnitures sur un banc d'essai à l'échelle 1:1. Des paramètres tels que l'effort de serrage  $F_s$ , l'effort de manœuvre  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_t$  (indicateur de l'évolution de la pression radiale  $P_s$ ) sont mesurés sur le banc d'essai. L'évolution des paramètres mesurés au cours d'essais témoigne d'un fort couplage entre le comportement volumique des garnitures (accommodation des contraintes) et le comportement tribologique de l'interface tige-garnitures (troisième corps présent dans le contact tige-garnitures).

Afin de dissocier les phénomènes, les caractérisations tribologiques *a posteriori* sont réalisées sur les garnitures en graphite expansé et la tige. Les outils tribologiques (le concept du troisième corps et le circuit tribologique) utilisés dans les caractérisations tribologiques permettent d'établir des liens entre l'écoulement du troisième corps à l'interface tige-garnitures et l'évolution des paramètres mesurés sur le banc d'essai. D'une part, les débits de troisième corps contrôlent la pression radiale  $P_s$  et l'étanchéité autour de la tige. D'autre part, le mécanisme d'accommodation de vitesse du troisième corps par cisaillement contrôle le frottement à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$ .

Parallèlement, le rôle de l'anneau anti-extrusion en graphite expansé a été éclairé par les caractérisations tribologiques. Non seulement il évite l'extrusion des bagues d'étanchéité en graphite expansé, mais il piège aussi du troisième corps à l'aide des fils d'Inconel. Physiquement, le piégeage du troisième corps contribue à maintenir la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures et l'étanchéité autour de la tige. Cependant, cette capacité de piéger du troisième corps est limitée par le volume de piégeage, délimité par les fils d'Inconel. Lorsque ce volume de piégeage arrive à saturation, le volume du troisième corps éjecté du contact augmente. Par conséquent, la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures et la qualité d'étanchéité autour de la tige diminuent.

Afin de compléter l'analyse expérimentale précédente, l'instrumentation numérique est utilisée pour déterminer des sollicitations locales (la distribution de la pression radiale  $P_s$ , ...) dans le contact tige-garnitures. En effet, il est important de connaître la distribution de la pression  $P_s$  car elle permet d'évaluer la qualité d'étanchéité autour de la tige, vis-à-vis de la pression du fluide à étancher (§ 1.1.1, Chapitre 1). Cette instrumentation numérique est présentée dans le Chapitre 4.



# **Chapitre 4**

## **Simulation prédictive du comportement tribologique du contact tige-garnitures**

# 4

## Simulation prédictive du comportement tribologique du contact tige-garnitures

4.1.	SIMULATION NUMERIQUE DES ESSAIS REALISES SUR LE BANC HETRE .....	104
4.1.1.	<i>Détails de la simulation</i> .....	104
4.1.2.	<i>Analyse des résultats numériques</i> .....	107
4.1.2.1.	Comparaison avec les résultats d'essais.....	107
4.1.2.2.	Instrumentation numérique : coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures .....	110
4.1.2.3.	Instrumentation numérique : distribution de la pression radiale .....	110
4.2.	INFLUENCE DU FROTTEMENT AUX DIFFERENTES INTERFACES D'UN PRESSE- GARNITURES .....	111
4.2.1.	<i>Influence du frottement à l'interface tige-garnitures</i> .....	113
4.2.2.	<i>Influence du frottement à l'interface boîte-garnitures</i> .....	114
4.2.3.	<i>Influence du frottement à l'interface garnitures-garnitures</i> .....	115
4.3.	SYNTHESE .....	116

## Chapitre 4. Simulation prédictive du comportement tribologique du contact tige-garnitures

La caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures (Chapitre 3) permet d'établir les liens entre l'évolution des paramètres mesurés sur le banc HETRE (déformée radiale de la tige et effort de manœuvre) et les débits de troisième corps à l'interface tige-garnitures. En revanche, l'instrumentation expérimentale du contact tige-garnitures s'est limitée aux mesures de déformée radiale de la tige. Celles-ci indiquent uniquement l'évolution de la pression radiale  $P_s$  (globale) à l'interface tige-garnitures (Figure 4-1(a)).

Afin de pallier les manques d'instrumentation expérimentale, l'instrumentation numérique est utilisée pour déterminer les sollicitations locales (la distribution de la pression radiale  $P_s$ , ...) dans le contact tige-garnitures (Figure 4-1(b)). L'instrumentation numérique consiste à développer un modèle numérique simulant les essais réalisés sur le banc HETRE. Dans la littérature, Roe [2] et Vasse [52] ont mis en évidence la capacité d'un modèle par éléments finis à modéliser le fonctionnement du presse-garnitures d'un robinet (§ 1.3.3, Chapitre 1). En outre, la caractérisation volumique des garnitures en graphite expansé a permis d'identifier les paramètres matériaux par l'intermédiaire d'un modèle par élément finis (§ 2.2, Chapitre 2). Pour les raisons précédentes, le choix d'instrumenter numériquement le contact tige-garnitures par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis est donc justifié.

Dans ce chapitre, le modèle par éléments finis est utilisé pour identifier la distribution de la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures en comparant les résultats issus des simulations numériques à des paramètres mesurés sur le banc HETRE. Cette identification permettra ensuite de compléter l'analyse expérimentale précédente (Chapitre 3) et puis, de prédire le comportement tribologique du contact tige-garnitures. De plus, le modèle est réutilisé pour identifier des paramètres influant l'étanchéité et l'effort de manœuvre sur un presse-garnitures par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.

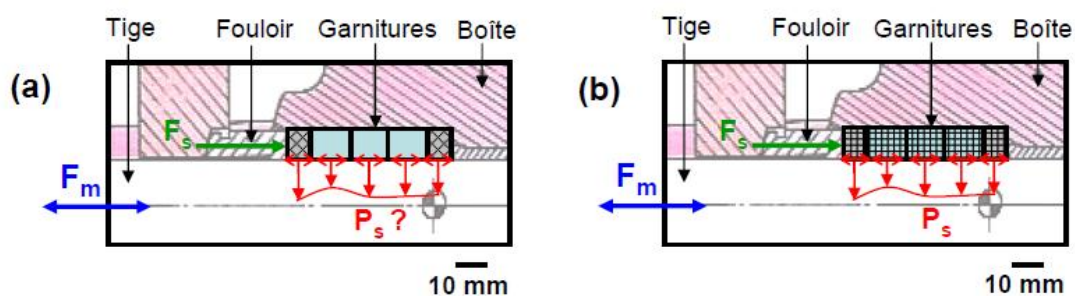


Figure 4-1 : (a) principe de l'instrumentation expérimentale du contact tige-garnitures, (b) principe de l'instrumentation numérique du contact tige-garnitures



## 4.1. Simulation numérique des essais réalisés sur le banc HETRE

### 4.1.1. Détails de la simulation

Un modèle numérique a été développé sur le code de calcul par éléments finis « Code\_Aster » comme illustré dans la Figure 4-2. Ce modèle permet de reproduire les éléments principaux du banc HETRE afin de simuler des essais réalisés sur ce banc. La Figure 4-2(b) présente le modèle par éléments finis. Celui-ci est en dynamique implicite et en 2D axisymétrique compte tenu de l'axisymétrie du banc d'essai. Toutes les pièces sont maillées grâce à des éléments quadrangles à quatre nœuds et quatre points de Gauss, le maillage est raffiné de manière à obtenir la convergence des résultats numériques. Celle-ci constitue une étape de validation du modèle numérique (Annexe A.7).

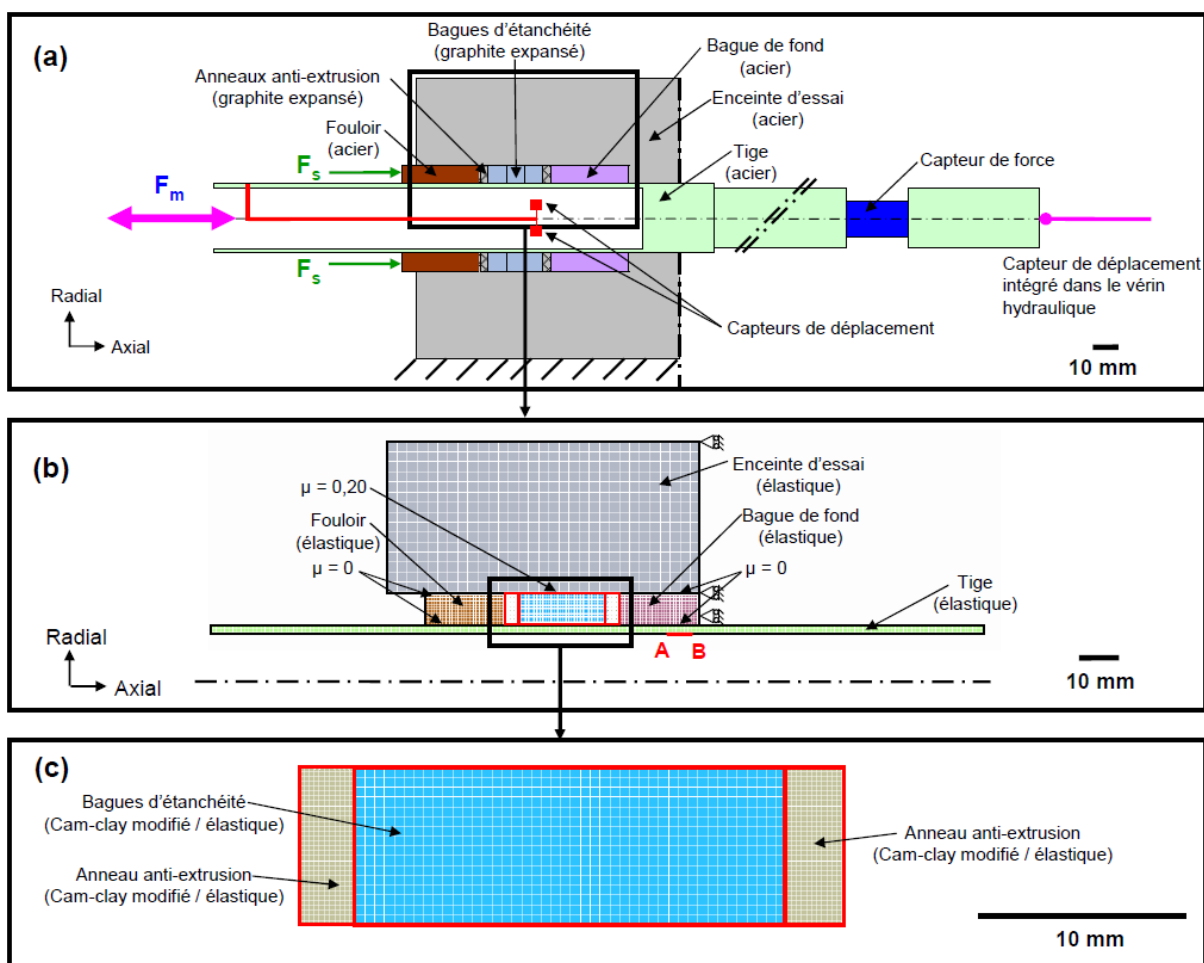


Figure 4-2 : (a) banc d'essai HETRE d'EDF, (b) modèle numérique du banc d'essai, (c) modèle numérique des garnitures en graphite expansé

Toutes les pièces sauf les garnitures et la tige (Figure 4-2(b)) sont en acier inoxydable de nuance X2CrNiMo17-12-2 et peuvent être modélisées à l'aide d'un modèle élastique (propriétés matériaux de l'acier à 20 °C : module de Young,  $E$  égal à 203 GPa et coefficient de Poisson  $\nu$  égal à 0,27). La tige est en acier inoxydable de nuance X4CrNiMo16-5-1 et peut être modélisée avec un modèle élastique (propriétés matériaux de l'acier à 20 °C :  $E$  égal à 211 GPa et  $\nu$  égal à 0,30).

Les garnitures (i.e. bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) sont en graphite expansé et peuvent être modélisées à l'aide soit du modèle de Cam-clay modifié soit du modèle élastique. La caractérisation volumique réalisée sur les garnitures (Chapitre 2) permet d'identifier les paramètres matériaux à introduire dans les simulations numériques. Les valeurs sont listées dans le Tableau 4-1.

<b>Modèles</b>	<b>Paramètres</b>	<b>Bague d'étanchéité</b>	<b>Anneau anti-extrusion</b>
<b>Cam-clay modifié</b>	Porosité initiale $\Phi_0$ (sans dimension)	0,27 ± 20 %	0,48 ± 20 %
	Module de cisaillement G (MPa)	57 ± 20 %	36 ± 20 %
	Coefficient de gonflement $k_g$ (sans dimension)	0,04 ± 20 %	0,05 ± 20 %
	Coefficient de compressibilité $\lambda$ (sans dimension)	0,21 ± 20 %	0,34 ± 20 %
	Résistance à la traction $p_{trac}$ (MPa)	6	6
	Pente de la droite d'état critique M (sans dimension)	0,96	0,96
	Pression critique initiale $p_{cr0}$ (MPa)	15	20
	Compressibilité initiale $K_{cam}$ (MPa)	0	0
<b>élastique</b>	Module d'élasticité E (MPa)	158 ± 20 %	104 ± 20 %
	Coefficient de Poisson $\nu$ (sans dimension)	0,38 ± 10 %	0,44 ± 10 %

Tableau 4-1 : paramètres matériaux des garnitures en graphite expansé

Toutes les interfaces de contact sont définies en utilisant la formulation continue intégrée dans le Code\_Aster (du type multiplicateur de Lagrange) par l'appariement « maître-esclave » [64]-[65]. Les surfaces des pièces en acier sont définies comme les surfaces maîtres tandis que les surfaces des garnitures en graphite expansé sont définies comme les surfaces esclaves (Figure 4-2(b) et Figure 4-2(c)).

Dans « Code\_Aster » [63], les débits de troisième corps observé expérimentalement à l'interface tige-garnitures (Chapitre 3) ne peuvent pas être simulés numériquement. Ils sont pris en compte simplement par un coefficient de frottement de Coulomb (Figure 4-2(b)). Par conséquent, une approche itérative entre des essais expérimentaux (Chapitre 3) et des simulations numériques (Chapitre 4) est nécessaire pour comprendre puis prédire le comportement tribologique du contact tige-garnitures. Ce couplage entre les approches expérimentales et les approches numériques est présenté dans le chapitre suivant.

Le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures a été choisi entre 0,13 et 0,20 d'après les valeurs citées dans la littérature (Tableau 1-3, Chapitre 1). Ces valeurs permettent une estimation du coefficient en recalant les modèles numériques sur les essais expérimentaux (méthode inverse). De même, un coefficient de frottement,  $\mu$  égal à 0,20, est choisi pour les interfaces enceinte-garnitures, fouloir-garnitures, bague de fond-garnitures et garnitures-garnitures (Tableau 1-3, Chapitre 1). Les autres interfaces du modèle numérique sont définies avec  $\mu$  égal à 0 puisqu'il existe en réalité du jeu au niveau de ces interfaces (Figure 4-2(b)). C'est une hypothèse de frottement nul a été admise pour faciliter la convergence du modèle numérique. Pour déterminer l'influence du coefficient de frottement sur les résultats obtenus, une étude de sensibilité est réalisée et présentée dans le § 4.2.

L'enceinte et la bague de fond sont bloquées suivant la direction axiale, ce qui correspond aux conditions des essais sur le banc HETRE (Figure 4-2(b)). Pendant les simulations numériques, la face supérieure du fouloir est initialement soumise à une pression uniforme de 30 MPa dans la direction axiale, (ceci correspondant à l'effort de serrage  $F_s$  égal à 28 kN, Chapitre 3). Cette pression est maintenue jusqu'à la fin des simulations. Ensuite, la tige est déplacée de  $\pm 60$  mm dans la direction axiale, simulant le mouvement de translation de la tige sur le banc HETRE. En revanche, la tige n'est cyclée que trois fois puisque des cycles supplémentaires ne changent pas le champ de contraintes du modèle numérique ainsi que les résultats associés.

Le schéma d'intégration en temps choisi est du type HHT (Hilber, Hughes & Taylor) [69]-[70] qui est une variante du schéma de Newmark [71]. Le pas de temps de calcul est de une seconde. Le choix du schéma d'intégration en temps et le pas de temps de calcul n'influent pas sur les résultats numériques. À la fin de chaque simulation, les résultats numériques listés dans le Tableau 4-2 sont étudiés et ensuite comparés avec des résultats d'essais issus du banc HETRE (Chapitre 3).

<b>Paramètres</b>	<b>Résultats numériques issus d'une simulation numérique</b>	<b>Résultats d'essais issus du banc HETRE</b>
Global	Effort de manœuvre $F_m$	Effort de manœuvre $F_m$
Local	Déformée radiale de la tige $D_t$ sur le segment AB (Figure 4-2(b))	Déformée radiale de la tige $D_t$ mesurée par les capteurs de déplacement (Figure 4-2(a))
Contact	Pression de contact $P_c$ à l'interface tige-garnitures	-

Tableau 4-2 : comparaison entre les résultats numériques et les résultats d'essais

## 4.1.2. Analyse des résultats numériques

### 4.1.2.1. Comparaison avec les résultats d'essais

La Figure 4-3 présente la comparaison entre les résultats numériques obtenus par les deux modèles (modèle de Cam-clay modifié et modèle élastique) et les résultats d'essais (Chapitre 3) au premier cycle aller de la tige.

Lorsque le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures,  $\mu_i$  varie entre 0,10 et 0,20, l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  (Figure 4-3(a)) obtenu numériquement, borne l'effort mesuré sur le banc d'essai. En outre, la déformée radiale de la tige  $D_t$  (Figure 4-3(b)) mesurée expérimentalement est correctement modélisée par les simulations numériques (écart inférieur à 4 % entre la valeur expérimentale et numérique).

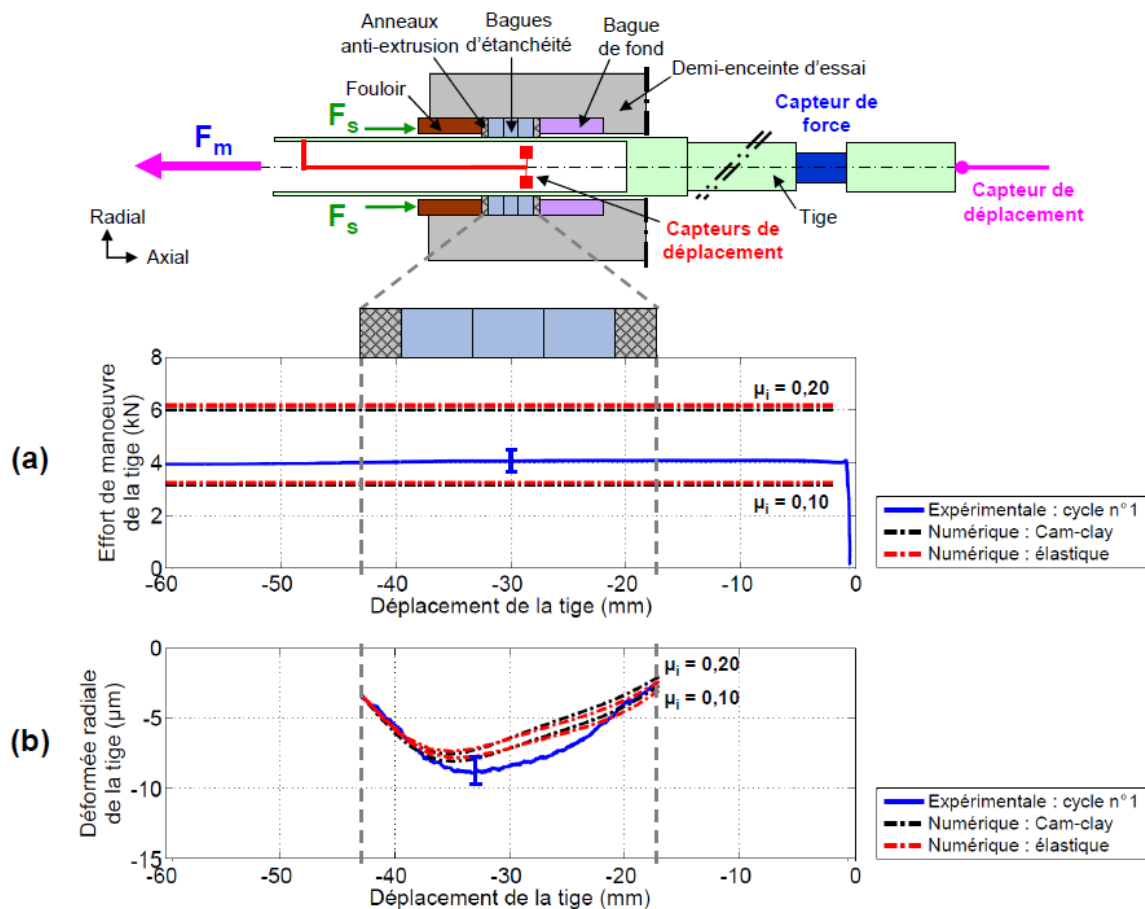


Figure 4-3 : résultats numériques et d'essais au premier cycle aller de tige :  
(a) effort de manœuvre de la tige, (b) déformée radiale de la tige

Les Figure 4-4 présente la comparaison des résultats numériques obtenus par les deux modèles et les résultats d'essais (essai n° 4 avec le plus grand nombre de cycles de tige, Chapitre 3) pour les autres cycles aller de la tige. L'évolution de l'effort de manœuvre et la déformée de la tige mesurées expérimentalement (Chapitre 3) est rappelée : l'effort et la déformée augmentent dans les 20 premiers cycles, se stabilise jusqu'au cycle n° 40 puis, diminue jusqu'au cycle n° 130 (la fin de l'essai). Par souci de clarté, l'effort et la déformée de la tige aux cycles n° 10, n° 40 et n° 130 sont uniquement représentés dans la Figure 4-4.

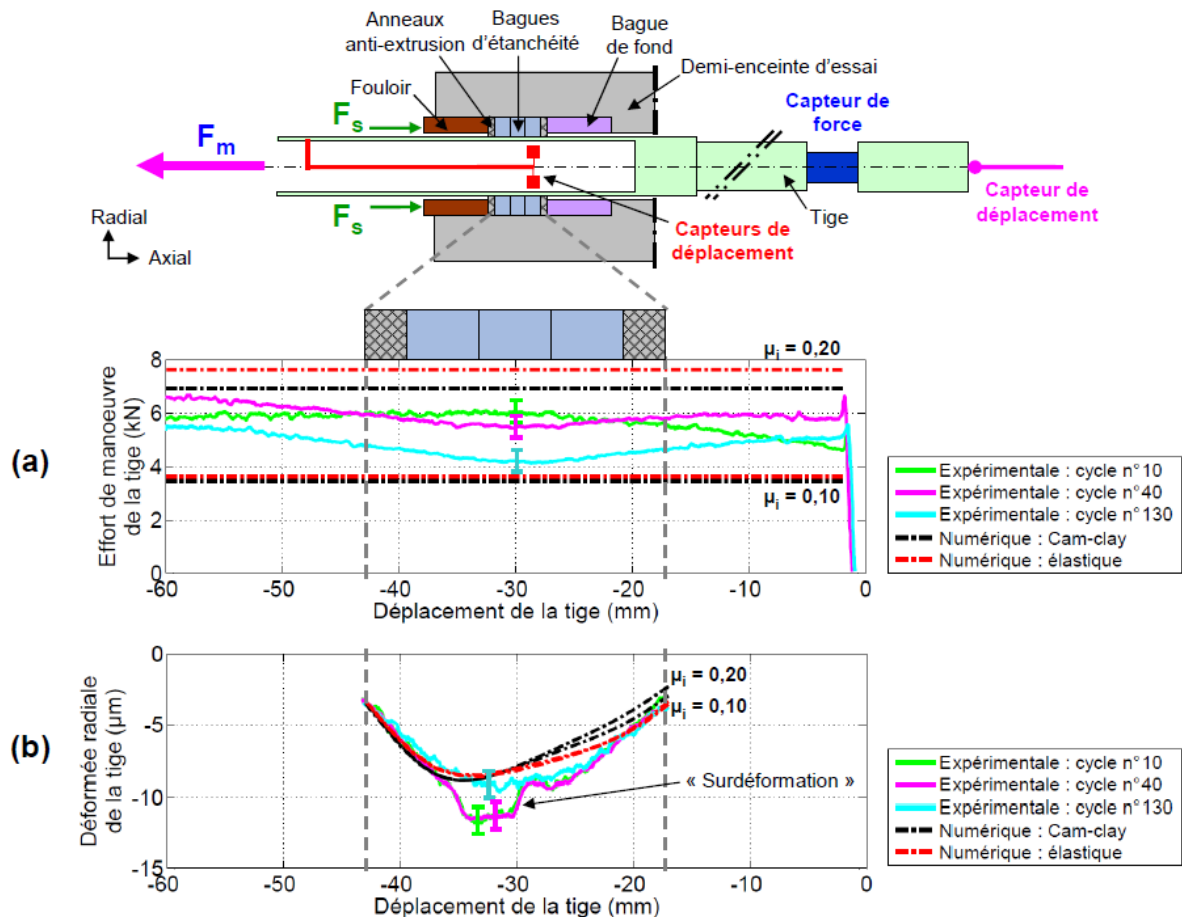


Figure 4-4 : résultats numériques et d'essais sur plusieurs cycles de tige :  
 (a) effort de manoeuvre de la tige, (b) déformée radiale de la tige

Lorsque le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures,  $\mu_i$  varie entre 0,10 et 0,20, l'effort de manoeuvre  $F_m$  (Figure 4-4(a)) obtenu par l'intermédiaire des simulations numériques borne l'effort mesuré expérimentalement. De même, la déformée radiale de la tige  $D_t$  (Figure 4-4(b)) est correctement modélisée par les simulations numériques (écart inférieur à 5 % entre la valeur expérimentale et numérique) mis à part la « surdéformation » locale dans la zone des garnitures. L'allure générale des courbes d'effort de manoeuvre et de déformée radiale de la tige n'est pas reproduite numériquement sauf au premier cycle de la tige (Figure 4-3 et Figure 4-4). Ceci peut s'expliquer par la non-prise en compte des débits de troisième corps dans le modèle numérique. Les résultats numériques au premier cycle (Figure 4-3) sont valables du fait de l'absence de débits de troisième corps significatifs. Lorsque le nombre de cycles augmente, les débits de troisième corps croissants rendent le modèle numérique moins représentatif de la réalité (Figure 4-4).

Malgré cet inconvénient, le modèle numérique permet de découpler les phénomènes volumiques des garnitures et les phénomènes tribologiques à l'interface tige-garnitures qui entrent en jeu. Par exemple, la « surdéformation » locale dans la zone de garnitures qui n'est pas reproduite numériquement par le modèle numérique (Figure 4-4(b)), pourrait être associée au débit interne  $Q_i$  (ou l'épaisseur) de troisième corps à l'interface tige-garnitures (Figure 4-4(b) et Figure 4-5(a)). Le troisième corps est constitué principalement d'empilement de couches en graphite expansé (§ 3.3.2, Chapitre 3). Son comportement mécanique peut être alors représenté par le modèle de Cam-clay modifié (Figure 4-5(b)).

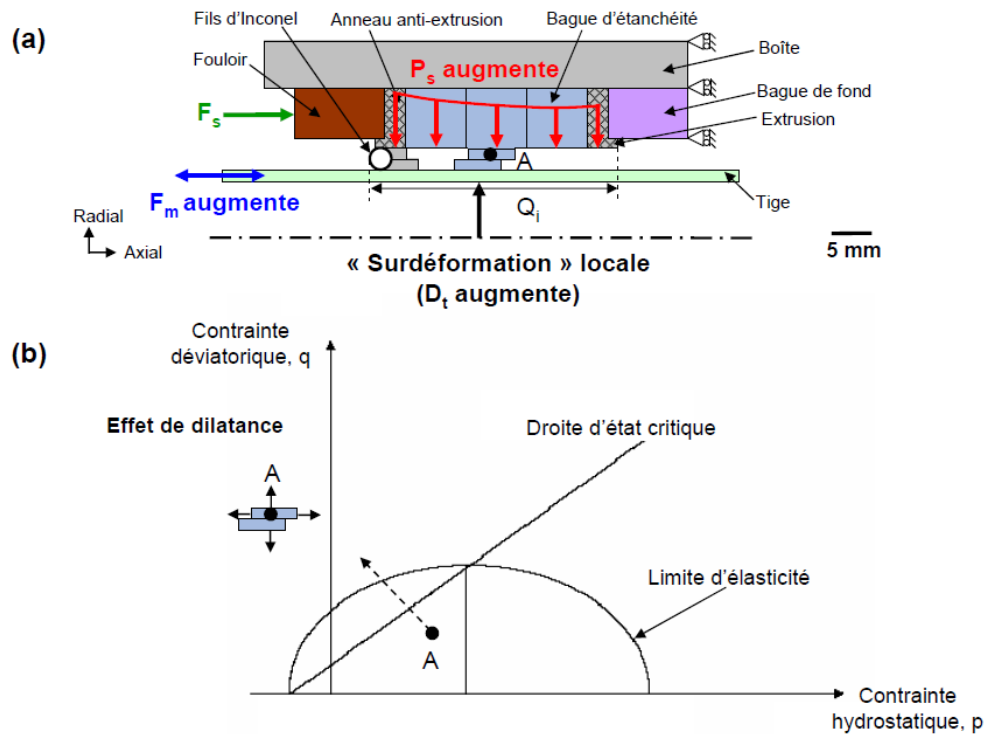


Figure 4-5 : (a) résultats d'essais issus du banc HETRE, (b) résultats numériques calculés par le modèle de Cam-clay modifié

Sous la pression radiale  $P_s$  et les déplacements relatifs de la tige (Figure 4-5(a)), les couches de troisième corps glissent les unes sur les autres pour accommoder les différences de vitesses entre la tige et les garnitures par cisaillement. C'est le chemin de charge emprunté par le point A illustré dans la Figure 4-5(b). D'après le modèle de Cam-clay modifié (§ 1.3.4, Chapitre 1), le cisaillement des couches de troisième corps pourrait s'accompagner d'un effet de dilatance, bien connu en mécanique des sols [72]. Cette augmentation de volume à l'échelle du troisième corps pourrait entraîner une augmentation de la pression radiale  $P_s$  et améliore ainsi l'étanchéité autour de la tige. Cependant, il est difficile de qualifier cette augmentation de pression  $P_s$  car le modèle par éléments finis utilisé ici ne permet pas de simuler les débits de troisième corps à l'interface tige-garnitures.

En revanche, récemment (en Juillet 2013), ces débits de troisième corps ont été simulés par Nhu [73] par éléments discrets [74]. Ces simulations mettent en évidence la formation d'amas de troisième corps dont les effets sur le volume de troisième corps sont supérieurs à ceux de la dilatance. Ainsi, la formation d'amas de troisième corps serait à l'origine de la « surdéformation » locale mesurée expérimentalement dans la zone des garnitures (Figure 4-4(b) et Figure 4-5(a)).

Par ailleurs, les résultats numériques (Figure 4-3 et Figure 4-4) calculés par le modèle de Cam-clay modifié et le modèle élastique sont comparables (écart inférieur à 4 % entre les deux modèles). Cette constatation est intéressante car elle ouvre de nouvelles perspectives dans la modélisation du presse-garnitures d'un robinet. Le choix d'utiliser le modèle de Cam-clay modifié est justifié afin de mettre en évidence les phénomènes physiques se produisant pendant les essais sur un presse-garnitures. En revanche, le modèle élastique suffira dans le dimensionnement du presse-garnitures par l'intermédiaire de la simulation numérique car il permet d'économiser du temps de la simulation (en le divisant par dix).

#### 4.1.2.2. Instrumentation numérique : coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures

L'effort de manœuvre,  $F_m$  et la déformée radiale de la tige,  $D_t$  mesurés expérimentalement sont en adéquation avec celles calculées par le modèle numérique lorsque le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  varie entre 0,10 et 0,20 (Figure 4-3 et Figure 4-4). L'écart maximal est inférieur à 5 % entre les résultats numériques et les résultats d'essais (§ 4.1.2.1). Le même constat peut être fait pour les cycles retour de la tige. Ainsi, le modèle numérique (Figure 4-2(b)) est capable de reproduire numériquement les essais réalisés sur le banc HETRE mais néanmoins sans prendre en compte l'influence des débits de troisième corps (§ 4.1.2.1).

De plus, ce modèle numérique permet d'estimer la valeur du coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  par méthode inverse en recalant l'effort de manœuvre  $F_m$  (global) du modèle numérique avec celui mesuré expérimentalement. La valeur estimée est comprise entre 0,10 et 0,20. Cette valeur est en adéquation avec celles obtenues par Roe [2] et Klenk [37] par l'intermédiaire des essais expérimentaux (Tableau 1-3, Chapitre 1). L'étude de sensibilité (§ 4.2) décrira plus en détails les conséquences de l'augmentation du coefficient de frottement aux différentes interfaces sur les paramètres globaux (effort de manœuvre, étanchéité) du presse-garnitures.

#### 4.1.2.3. Instrumentation numérique : distribution de la pression radiale

L'instrumentation du contact tige-garnitures sur le banc HETRE (§ 3.2, Chapitre 3) s'est limitée à la mesure de la déformée radiale de la tige, ce qui permet de connaître par calcul *a posteriori* uniquement l'évolution de la pression radiale  $P_s$ . Afin de pallier ce manque, l'instrumentation numérique permet de déterminer la distribution de la pression radiale  $P_s$  aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures. L'identification de la pression  $P_s$  est essentielle car elle permet d'évaluer l'efficacité de l'étanchéité du presse-garnitures vis-à-vis de la pression du fluide à étancher (§ 1.1.1, Chapitre 1). En outre, la pression radiale  $P_s$  est équivalente à la pression de contact  $P_c$  dans les simulations numériques.

La Figure 4-6 représente la distribution de la pression de contact  $P_c$  aux interfaces tige-garnitures ainsi que celle de l'interface enceinte-garnitures calculées par le modèle numérique pour le coefficient de frottement  $\mu_i$  égal à 0,20 ( $\mu_i$  est estimé entre 0,10 et 0,20, § 4.1.2.2). Elles sont calculées aux trois étapes : serrage des garnitures, cycle aller et cycle retour de la tige.

Pendant le cycle de serrage des garnitures (sans mouvement de la tige), un effort de serrage  $F_s$  est appliqué aux garnitures par l'intermédiaire du fouloir. Cependant, le frottement aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures provoque une diminution de la pression radiale  $P_s$  le long des garnitures. Cette évolution de la pression de contact est cohérente avec celle issue des simulations numériques de Roe [2] et de Diany [75]. Pendant le cycle aller/retour de la tige, le modèle numérique reproduit également le phénomène d'accommodation des contraintes au sein des garnitures (§ 1.1.1, Chapitre 1). En effet, les mouvements de la tige entraînent une uniformisation de la pression de contact aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures (Figure 4-6) : la pression de contact initialement plus basse va augmenter. Cette augmentation de la pression de contact (par effet volumique des garnitures) entraîne non seulement une amélioration de l'étanchéité du presse-garnitures, mais aussi une augmentation de l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$ .

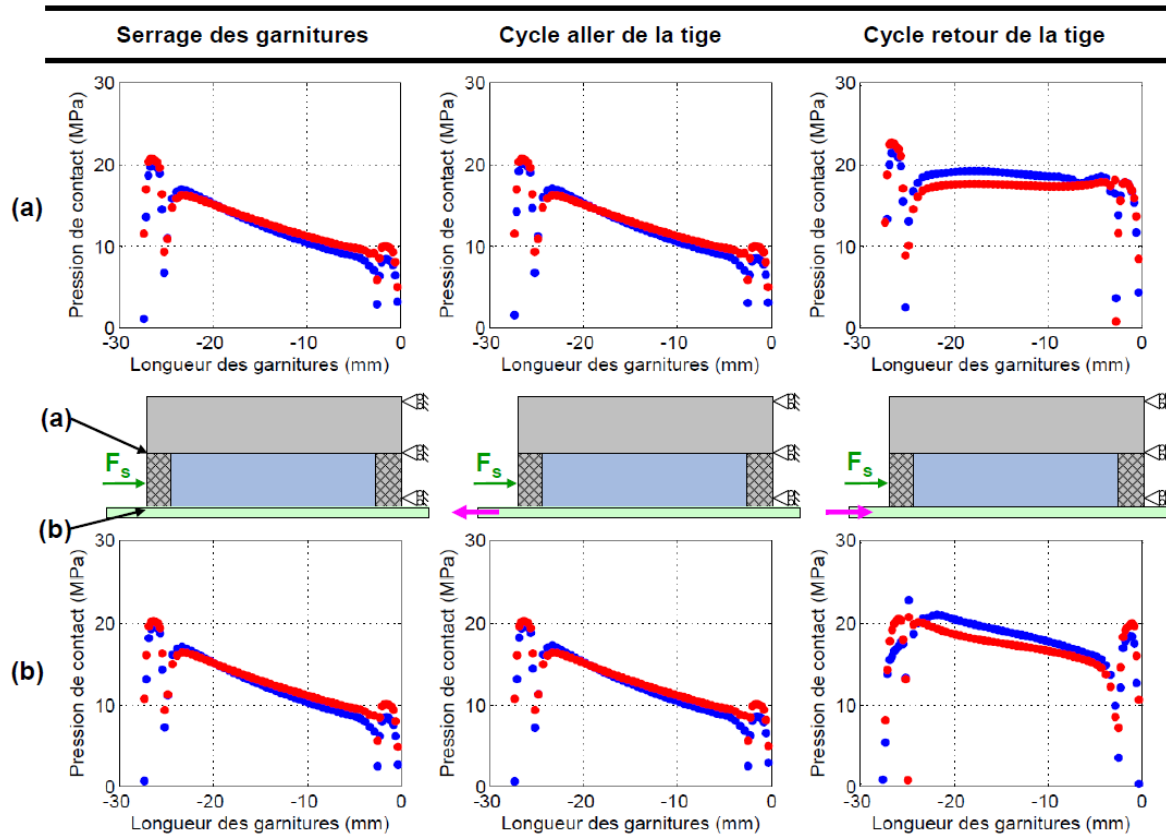


Figure 4-6 : distribution de la pression de contact aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures pour  $\mu_i$  égal à 0,20 : modèle de Cam-clay modifié (en bleu), modèle élastique (en rouge)

En résumé, l'instrumentation numérique du contact par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis en dynamique implicite a permis d'identifier la distribution de pression radiale  $P_s$  aux interfaces tige-garnitures et enceinte-garnitures. Dans ce modèle, il est constaté que le frottement à l'interface tige-garnitures influe sur la distribution de la pression radiale  $P_s$  (ou l'étanchéité) et l'effort de manœuvre. À partir de cette constatation, il est proposé d'étudier le frottement aux différentes interfaces d'un presse-garnitures afin de connaître les conséquences sur l'étanchéité aux différentes interfaces et l'effort de manœuvre de la tige.

#### 4.2. Influence du frottement aux différentes interfaces d'un presse-garnitures

La plupart des simulations numériques identifiées dans la littérature (§ 1.3.3, Chapitre 1) étudient les paramètres de dimensionnement du presse-garnitures (notamment le nombre de garnitures à utiliser et l'effort de serrage  $F_s$  à imposer au fouloir) afin d'optimiser son fonctionnement sur un robinet. Peu d'études [2],[75] décrivent réellement l'influence du frottement sur un robinet lors de son fonctionnement avec des manœuvres de la tige. Ainsi, il est proposé d'étudier l'influence du frottement aux différentes interfaces d'un presse-garnitures par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité réalisée sur le même modèle numérique.



Dans cette étude, trois interfaces impliquant les garnitures sont à considérer : tige-garnitures, boîte-garnitures et garnitures-garnitures (entre l'anneau anti-extrusion et la bague d'étanchéité, Figure 4-7). La simulation n° 1 (Tableau 4-3) est définie comme étant la simulation de base. La valeur du coefficient de frottement pour toutes les interfaces,  $\mu$  est fixée à 0,20 pour la simulation n° 1. Pour chaque interface étudiée, la valeur du coefficient de frottement de cette dernière est augmentée de 100 %, les autres interfaces gardent un coefficient de frottement fixé à 0,20. Le Tableau 4-3 résume les conditions de simulations numériques réalisées dans cette étude de sensibilité. Puisque le modèle élastique est capable de prédire la pression de contact  $P_c$  aussi bien que le modèle de Cam-clay modifié (§ 4.1.2.3), il sera donc utilisé dans cette étude de sensibilité pour représenter le comportement des garnitures en graphite expansé.

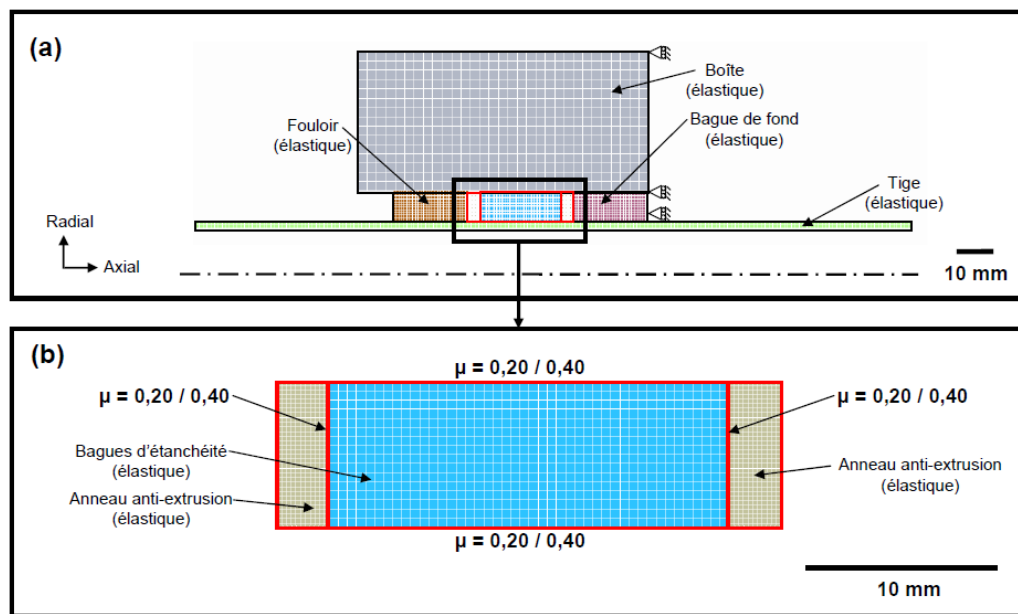


Figure 4-7 : (a) modèle numérique du banc d'essai,  
(b) modèle numérique des garnitures en graphite expansé

Ainsi, l'influence du frottement sur l'étanchéité des interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures (§ 1.1.1, Chapitre 1) peut être évaluée pendant le cycle de serrage des garnitures (sans mouvement de la tige) ainsi que le cycle aller/retour de la tige (avec des mouvements de la tige) en comparant les résultats numériques à ceux de la simulation de base. En revanche, cette étude ne prend pas en compte l'étanchéité au sein des garnitures puisque le modèle numérique ne simule ni l'écoulement du fluide à étancher dans les garnitures ni les débits de troisième corps.

Simulation n°	Coefficient de frottement		
	Interface tige-garnitures	Interface boîte-garnitures	Interface garnitures-garnitures
1 (base)	0,20	0,20	0,20
2	0,40	0,20	0,20
3	0,20	0,40	0,20
4	0,20	0,20	0,40

Tableau 4-3 : étude de sensibilité sur le coefficient de frottement aux différentes interfaces

### 4.2.1. Influence du frottement à l'interface tige-garnitures

La Figure 4-8 représente l'influence du frottement à l'interface tige-garnitures sur la pression de contact  $P_c$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Pendant le cycle de serrage des garnitures, la pression de contact diminue suite à la diminution du déplacement axial du fouloir (de 1,47 mm à 1,28 mm). En effet, l'augmentation du frottement à l'interface tige-garnitures empêche l'effort de serrage  $F_s$  de se propager le long des garnitures. Cet empêchement provoque une diminution de la pression de contact  $P_c$  (ou la qualité d'étanchéité) aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures du fouloir vers la bague de fond. En outre, les simulations similaires réalisées par Roe [2] et Diany [75] témoignent également de cette diminution de la pression de contact  $P_c$  lorsque le frottement à l'interface tige-garnitures augmente.

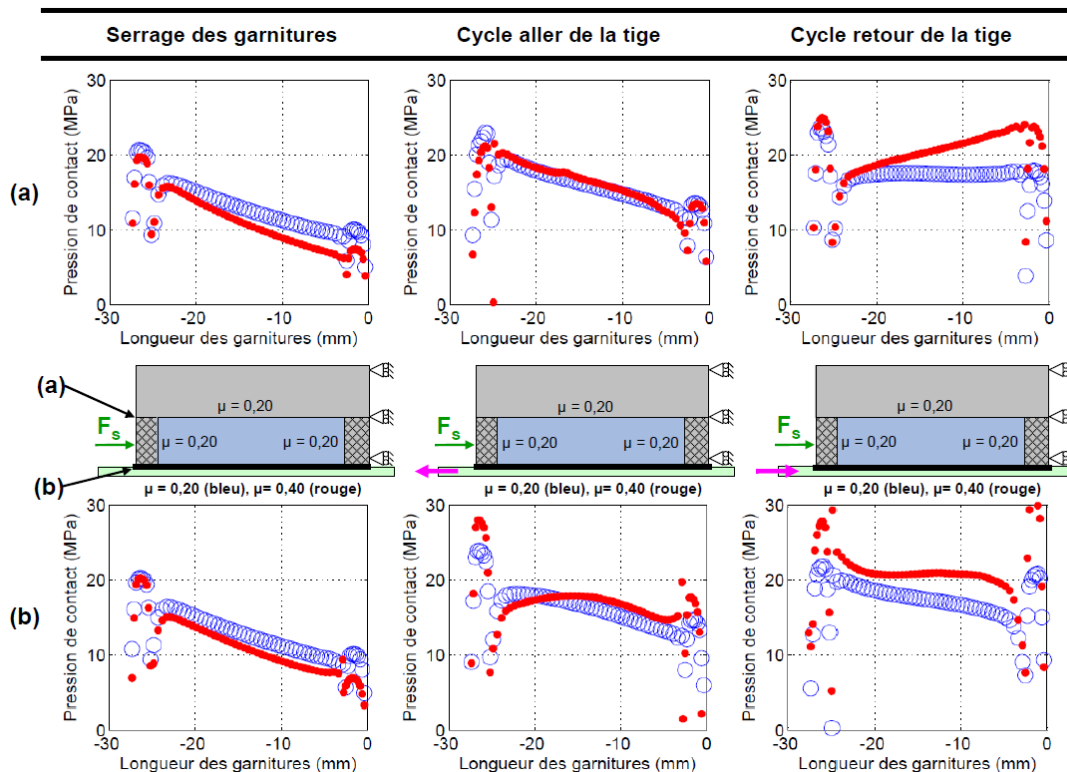


Figure 4-8 : influence du frottement à l'interface tige-garnitures :  
simulation n° 1 (en bleu) ; simulation n° 2 (en rouge)

Pendant le cycle aller de la tige, la pression de contact n'évolue pas malgré l'augmentation du frottement à l'interface tige-garnitures (Figure 4-8). En revanche, le cycle retour de la tige entraîne une augmentation du déplacement axial du fouloir, dans le sens de déplacement de la tige est le même que celui de l'effort de serrage  $F_s$ , et augmente ainsi la pression de contact  $P_c$  sur les deux interfaces.

Lorsque le coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures est augmenté de 100 % pendant le cycle retour de la tige, la pression de contact  $P_c$  à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre  $F_m$  augmentent de 18 % et 140 % respectivement. Dans ce cas, l'augmentation du frottement à l'interface tige-garnitures contribue non seulement à l'amélioration de l'étanchéité autour de la tige, mais aussi à une augmentation significative de l'effort de manœuvre de la tige.

### 4.2.2. Influence du frottement à l'interface boîte-garnitures

La Figure 4-9 représente l'influence du frottement à l'interface boîte-garnitures sur la pression de contact  $P_c$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Pendant le cycle de serrage des garnitures, la pression de contact  $P_c$  diminue suite à la diminution du déplacement axial du fouloir (de 1,47 mm à 1,18 mm). Physiquement, l'augmentation du frottement empêche l'effort de serrage  $F_s$  de se propager le long des garnitures du fouloir vers la bague de fond. Cet empêchement provoque une diminution de la pression de contact  $P_c$ , i.e. la qualité d'étanchéité, aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures.

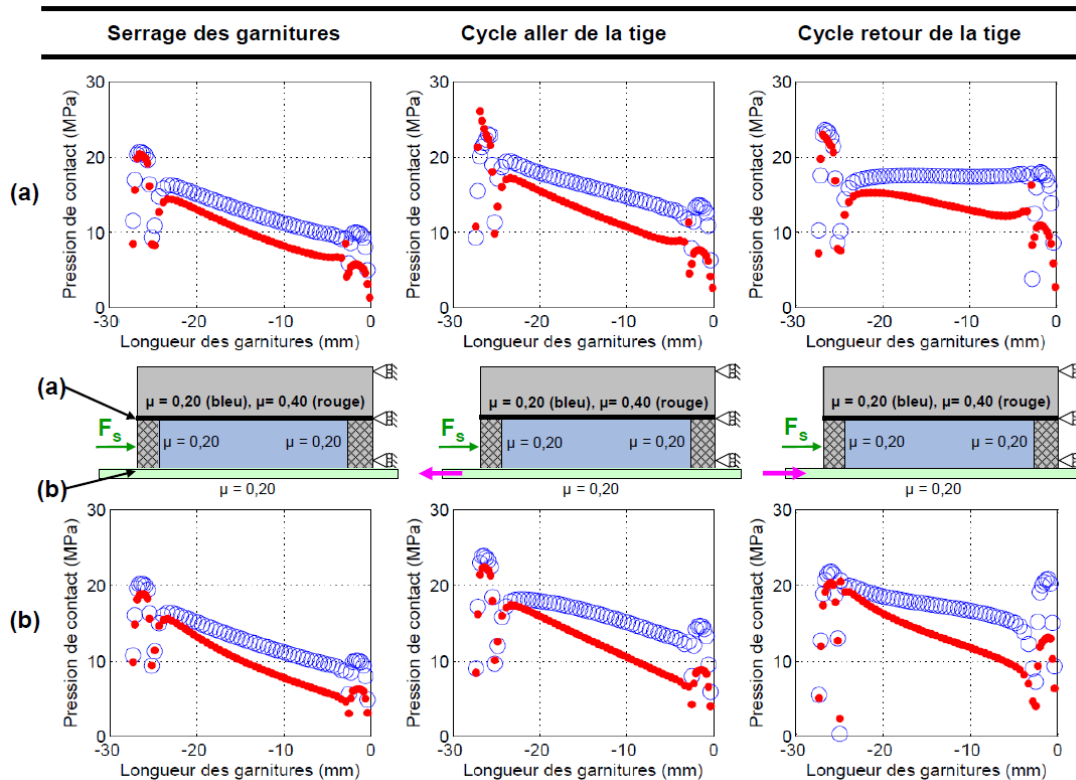


Figure 4-9 : influence du frottement à l'interface boîte-garnitures :  
simulation n° 1 (en bleu) ; simulation n° 3 (en rouge)

Pendant le cycle aller/retour de la tige, l'augmentation du frottement à l'interface boîte-garnitures aura des conséquences sur un presse-garnitures (Figure 4-9). Lorsque le coefficient de frottement à l'interface boîte-garnitures est augmenté de 100 % pendant le cycle retour de la tige, la pression de contact  $P_c$  à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre  $F_m$  diminuent de 33 % et 20 % respectivement. Ainsi, l'augmentation du frottement à l'interface boîte-garnitures n'est pas souhaitée sur un robinet.

### 4.2.3. Influence du frottement à l'interface garnitures-garnitures

La Figure 4-10 représente l'influence du frottement à l'interface garnitures-garnitures sur la pression de contact  $P_c$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Pendant le cycle de serrage des garnitures, la pression de contact  $P_c$  n'évolue pas. Physiquement, l'augmentation du frottement n'empêche pas l'effort de serrage  $F_s$  de se propager le long des garnitures. Par conséquent, la pression de contact  $P_c$ , i.e. la qualité d'étanchéité aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures reste la même.

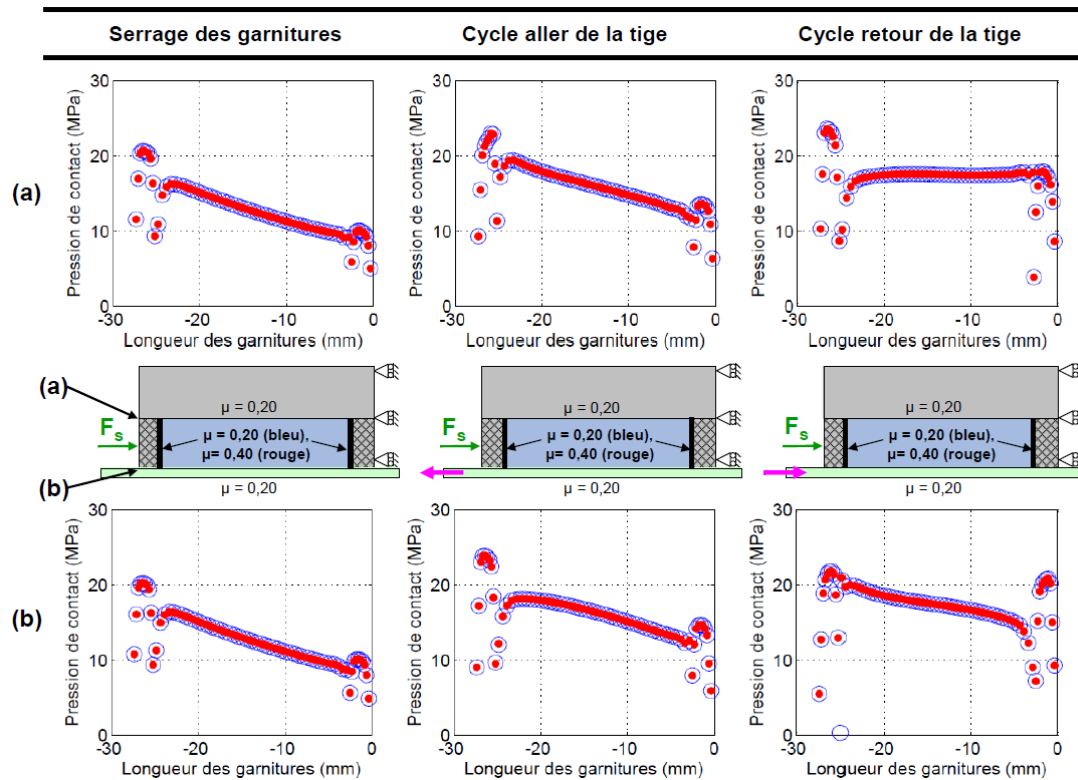


Figure 4-10 : influence du frottement à l'interface garnitures-garnitures : simulation n° 1 (en bleu) ; simulation n° 4 (en rouge)

Pendant le cycle aller/retour de la tige, la pression de contact  $P_c$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures n'évolue pas malgré l'augmentation du frottement à l'interface garnitures-garnitures (Figure 4-10). Ainsi, le frottement à l'interface garnitures-garnitures n'influe pas sur l'étanchéité du presse-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$ .

### 4.3.Synthèse

L'instrumentation numérique du contact tige-garnitures est utilisée par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis afin de pallier le manque d'instrumentation locale des essais sur le banc HETRE (Chapitre 3). Dans ce modèle, les débits de troisième corps observés expérimentalement à l'interface tige-garnitures sont modélisés simplement par un coefficient de frottement. Cette simplification constitue bien évidemment une limite du modèle numérique utilisé dans cette étude. Par conséquent, les résultats issus des simulations numériques ne sont valables uniquement qu'au premier cycle de la tige du fait de l'absence de particules de troisième corps. Lorsque le nombre de cycles augmente, les débits de troisième corps croissants rendent le modèle numérique moins représentatif de la réalité. Cependant, des tendances observées sur les courbes d'essais sont reproduites numériquement.

La bonne corrélation entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux démontre que le modèle numérique est capable de simuler numériquement les essais réalisés sur le banc HETRE sans prendre en compte l'influence des débits de troisième corps. Ainsi, le modèle numérique permet d'estimer le coefficient de frottement et d'identifier la distribution de la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures. La valeur du coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures a été estimée entre 0,10 et 0,20, et correspond aux valeurs citées dans la littérature (Tableau 1-3, Chapitre 1).

Par ailleurs, l'étude de sensibilité a été réalisée pour mettre en évidence l'influence du frottement sur la pression de contact  $P_c$ , i.e. la qualité d'étanchéité à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  (Tableau 4-4). D'une part, l'augmentation du frottement à l'interface tige-garnitures contribue non seulement à l'amélioration de l'étanchéité à l'interface tige-garnitures mais aussi à l'augmentation de l'effort de manœuvre. D'autre part, l'augmentation du frottement à l'interface boîte-garnitures diminue la qualité d'étanchéité à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre. En outre, l'augmentation du frottement à l'interface garnitures-garnitures n'influe pas sur la qualité l'étanchéité à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre.

	<b>Paramètres variés de + 100 %</b>	<b>Pression de contact à l'interface tige-garnitures</b>	<b>Effort manœuvre de la tige</b>
<b>Coefficient de frottement</b>	Interface tige-garnitures	+ 18 %	+ 140 %
	Interface boîte-garnitures	- 33 %	- 20 %
	Interface garnitures-garnitures	0 %	0 %

Tableau 4-4 : influence du frottement sur la pression de contact à l'interface tige-garnitures et l'effort de manœuvre de la tige

Afin de mieux comprendre et de prédire le comportement tribologique du contact tige-garnitures, l'approche itérative entre des essais réalisés sur le banc HETRE (Chapitre 3) et des simulations numériques (Chapitre 4) est nécessaire. Ce couplage entre l'approche expérimentale et l'approche numérique est ainsi présenté dans le chapitre suivant.

## Conclusions et perspectives



## Conclusions et perspectives

L'amélioration de l'étanchéité, couplée à une diminution de l'effort de manœuvre de la tige est constamment recherchée pour le presse-garnitures d'un robinet. Pour atteindre cet objectif, de nombreuses études scientifiques et industrielles ont été menées. Ces dernières (§ 1.3.5, Chapitre 1) n'ont pas permis de maîtriser l'étanchéité et l'effort de manœuvre puisqu'elles ne prennent pas en compte les conditions du contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige (Figure C-1). Pour compenser ce manque, la compréhension du comportement du contact frottant tige-garnitures a été l'élément central de cette thèse. La démarche adoptée dans cette thèse consiste à identifier, en couplant expérimentation et simulation numérique, les conditions de contact tige-garnitures et ceci en utilisant le formalisme du triplet tribologique et du circuit tribologique. Plus précisément, l'identification des conditions de contact tige-garnitures (Figure C-1) est rendue possible grâce à la caractérisation volumique des garnitures (Chapitre 2) et à la caractérisation tribologique de l'interface tige-garnitures (Chapitres 3 et 4).

À partir des résultats issus de ces caractérisations, il est proposé d'étudier le fonctionnement tribologique du contact tige-garnitures à chaque échelle du triplet tribologique : mécanisme, premiers corps et troisième corps. Cette étude permet, *in fine*, d'élaborer des pistes d'amélioration afin de mieux maîtriser tant l'étanchéité que l'effort de manœuvre sur un presse-garnitures dans le temps.

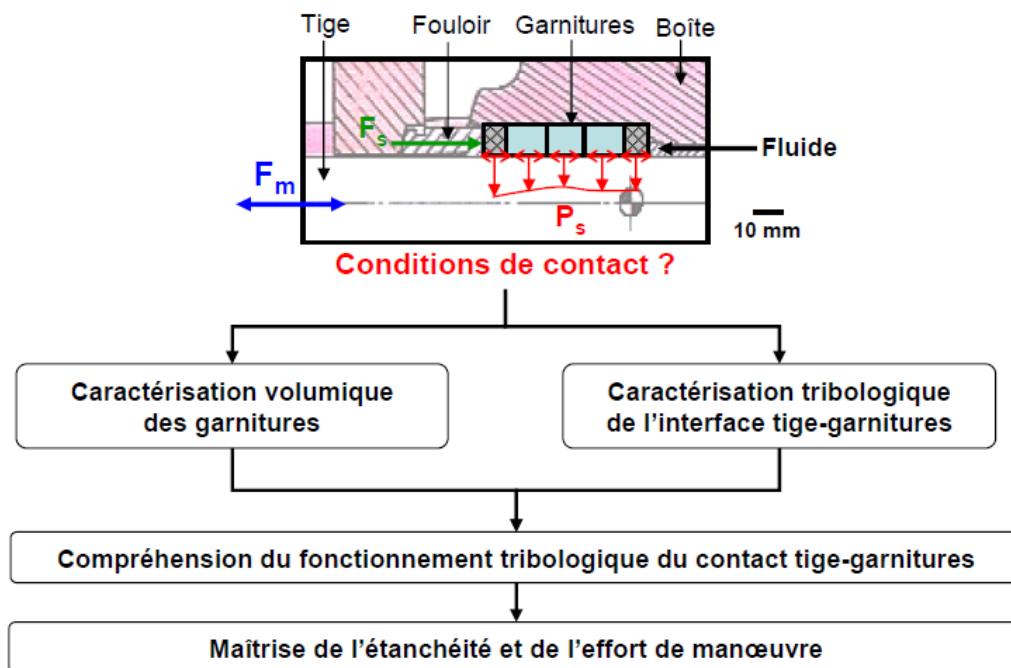


Figure C-1 : de l'identification des conditions de contact vers la maîtrise de l'étanchéité et de l'effort de manœuvre



### C.1. Fonctionnement tribologique du contact tige-garnitures

À l'état initial du robinet (sans mouvement de la tige), le presse-garnitures (mécanisme) impose un effort de serrage  $F_s$  aux garnitures en graphite expansé, c'est-à-dire, aux bagues d'étanchéité, BE et anneaux anti-extrusion, AE (Figure C-2). L'effort de serrage  $F_s$  est ensuite transmis radialement sur la tige et la boîte par l'expansion radiale des garnitures, ce qui induit une distribution de la pression radiale  $P_s$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures afin d'assurer l'étanchéité du presse-garnitures.

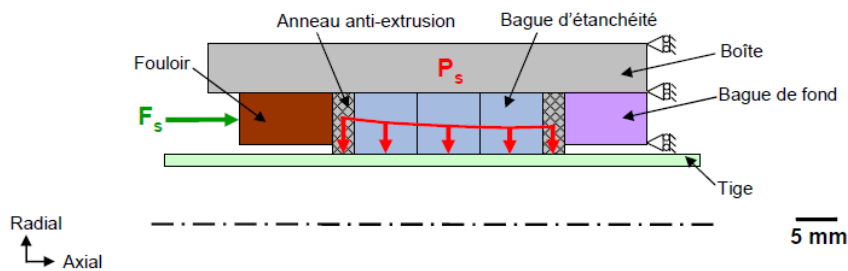


Figure C-2 : état initial du robinet : sans mouvement de la tige

Des essais de compression (§ 2.1.2, Chapitre 2) permettent d'avoir une première estimation de la pression radiale  $P_s$  à partir de l'effort de serrage imposé  $F_s$  à l'aide des coefficients de transmission des garnitures (Figure C-2). Les coefficients de transmission d'une bague d'étanchéité,  $k_o^{BE}$  et d'un anneau anti-extrusion,  $k_o^{AE}$  (paramètres qui caractérisent le volume d'une garniture, § 1.3.2, Chapitre 1) estimés sur le diamètre extérieur, sont égales à  $0,67 \pm 0,05$  et  $0,80 \pm 0,05$  respectivement. Ces valeurs, qui sont proches de 1, témoignent de la capacité des garnitures en graphite expansé à transmettre la majorité de l'effort de serrage imposé  $F_s$  en pression radiale  $P_s$ . Ceci constitue donc un avantage dans l'utilisation du graphite expansé comme matériau d'étanchéité.

Les simulations numériques associées aux essais de compression précédents (§ 4.2, Chapitre 4) montrent que la distribution de la pression radiale  $P_s$  diminue le long des garnitures à cause des frottements aux interfaces tige-garnitures,  $\mu_i$  et boîte-garnitures,  $\mu_o$  (Figure C-2). En effet, les frottements empêchent l'effort de serrage  $F_s$  de se propager le long des garnitures. Ceci provoque une diminution de la pression radiale  $P_s$  aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures du fouloir vers la bague de fond.

Au cours du fonctionnement du robinet, le presse-garnitures impose des mouvements relatifs de la tige pour ouvrir/fermer le robinet. Un effort de manœuvre  $F_m$  doit alors être appliqué à la tige pour surmonter le frottement à l'interface tige-garnitures et permettre de manœuvrer la tige (Figure C-3).

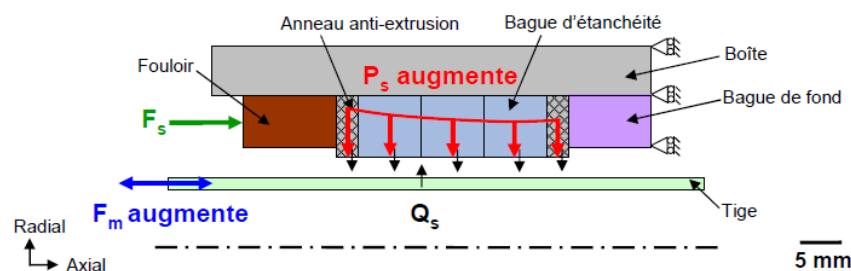


Figure C-3 : au cours du fonctionnement du robinet : premier cycle de la tige

Les garnitures et la tige (premiers corps) répondent aux sollicitations imposées (la distribution de la pression radiale  $P_s$  et des mouvements relatifs de la tige). Pendant le premier cycle de déplacement de la tige (Figure C-3), les sollicitations imposées entraînent l'accommodation des contraintes dans le volume des garnitures (simulations numériques, § 4.1.2.3, Chapitre 4). En même temps, les sollicitations imposées entraînent le détachement de particules à l'interface tige-garnitures (caractérisations tribologiques, § 3.3.4, Chapitre 3). C'est le débit source  $Q_s$  illustré dans la Figure C-3. Les simulations numériques (§ 4.1.2.1, Chapitre 4) montrent que l'accommodation des contraintes au sein des garnitures (phénomène volumique) contribue essentiellement à une augmentation de la distribution de la pression radiale  $P_s$  et de l'effort de manœuvre  $F_m$  du fait de l'absence de débits de troisième corps significatifs au premier cycle de la tige.

Lorsque le nombre de cycles de la tige augmente (Figure C-4), l'accommodation des contraintes continue dans le volume des garnitures. De plus, l'anneau anti-extrusion s'extrude pour éviter l'extrusion des bagues d'étanchéité en graphite expansé pendant l'accommodation des contraintes des garnitures (caractérisations tribologiques, § 3.3.3, Chapitre 3).

À l'interface tige-garnitures, les particules détachées (débit source  $Q_s$ ) s'écoulent à l'intérieur du contact puis, elles sont piégées par les fils d'Inconel des anneaux anti-extrusion. C'est le débit interne  $Q_i$  illustré dans la Figure C-4. Physiquement, le piégeage de particules par l'anneau anti-extrusion augmente le débit interne  $Q_i$ , qui se traduit par l'empilement de couches de troisième corps. Ces couches empilées glissent alors les unes sur les autres pour accommoder la différence de vitesse entre la tige et les garnitures par cisaillement. L'accommodation de vitesse du troisième corps par cisaillement est à l'origine de l'évolution du frottement à l'interface tige-garnitures (caractérisations tribologiques, § 3.3.2, Chapitre 3). Il est possible que les sollicitations imposées conduisent à la formation d'amas de troisième corps (§ 4.1.2, Chapitre 4). Ces amas pourront entraîner une augmentation de pression radiale  $P_s$  et améliore ainsi l'étanchéité autour de la tige.

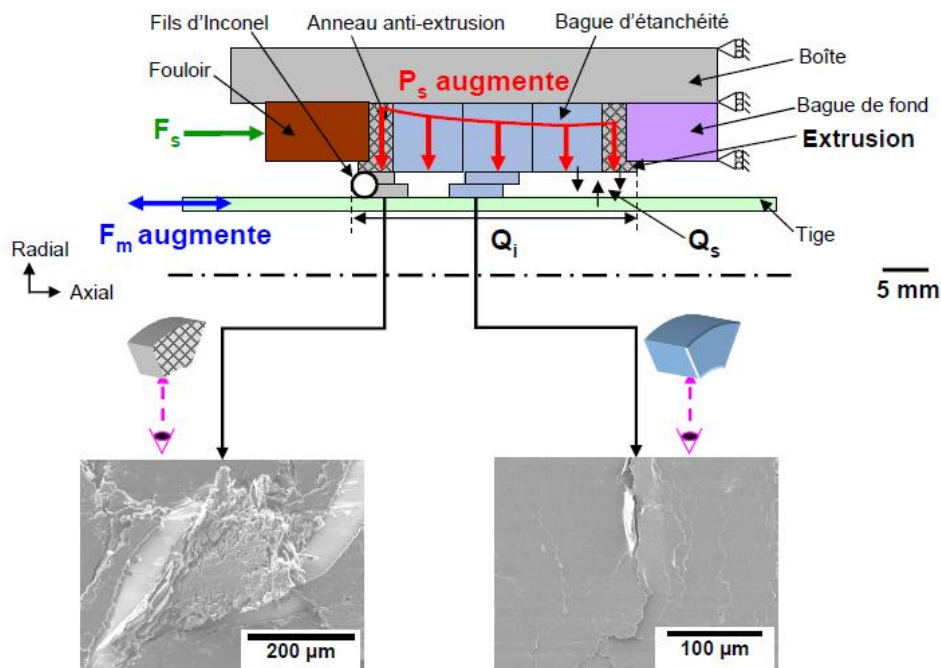


Figure C-4 : au cours du fonctionnement du robinet : nombre de cycles de la tige faible

Ainsi, l'accommodation des contraintes dans le volume des garnitures et l'augmentation de  $Q_i$  à l'interface tige-garnitures sont les causes de l'augmentation de la pression radiale  $P_s$  et de l'effort de manœuvre  $F_m$  (caractérisations tribologiques, § 3.3.4, Chapitre 3). La distribution de la pression radiale  $P_s$  ne peut pas être déterminée numériquement puisque le modèle par éléments finis utilisé ici ne permet pas de simuler les débits de troisième corps à l'interface tige-garnitures (§ 4.1.2.1, Chapitre 4). Cependant, le modèle permet d'estimer un coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures,  $\mu_i$ . La valeur de ce coefficient de frottement a été estimée par l'intermédiaire des simulations numériques entre 0,10 et 0,20, et correspond aux valeurs citées dans la littérature (Tableau 1-3, Chapitre 1).

La capacité de piégeage du troisième corps par les anneaux anti-extrusion est limitée par le volume de piégeage, délimité par les fils d'Inconel. Lorsque le nombre de cycles de tige continue d'augmenter (Figure C-5), le volume de piégeage arrive à saturation (caractérisations tribologiques, § 3.3.3, Chapitre 3). Le troisième corps ne peut plus être piégé par les fils d'Inconel et il est alors éjecté définitivement du contact. Par conséquent, le volume de troisième corps qui se trouve hors du contact (fouloir et à la bague de fond) augmente. C'est le débit d'usure  $Q_w$  illustré dans la Figure C-5. L'augmentation du volume de troisième corps stocké au niveau du fouloir et au niveau de la bague de fond provient de l'activation du débit d'usure  $Q_w$ . Ceci provoque une diminution de la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures et de l'effort de manœuvre  $F_m$  (caractérisations tribologiques, § 3.3.4, Chapitre 3).

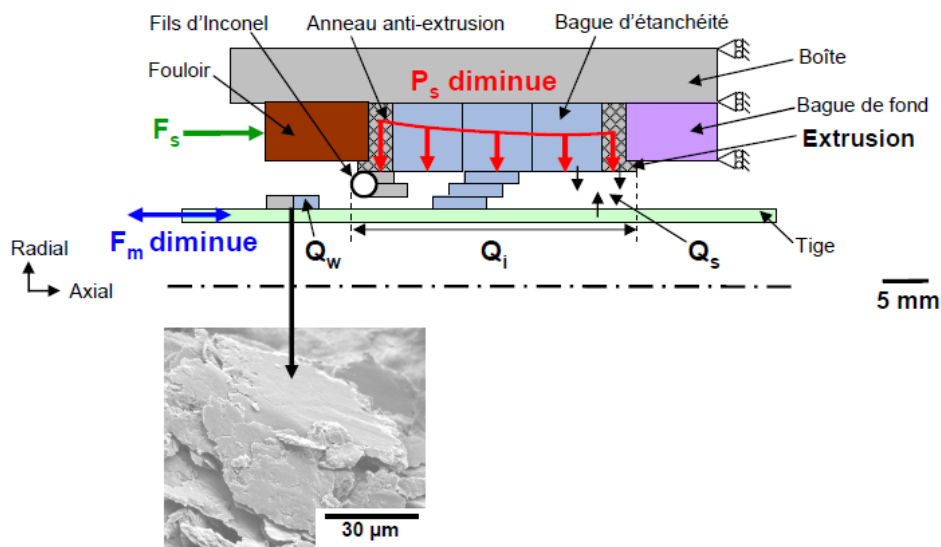


Figure C-5 : au cours du fonctionnement du robinet : nombre de cycles de la tige important

En résumé, les phénomènes volumiques des garnitures et les phénomènes tribologiques à l'interface tige-garnitures influent sur la distribution de la pression radiale  $P_s$  et l'effort de manœuvre  $F_m$  d'un presse-garnitures. D'une part, l'accommodation des contraintes des garnitures et les débits de troisième corps ( $Q_s$ ,  $Q_i$  et  $Q_w$ ) à l'interface tige-garnitures contrôlent la distribution de la pression radiale  $P_s$  et par conséquent, l'étanchéité autour de la tige. D'autre part, le mécanisme d'accommodation de vitesse du troisième corps par cisaillement est à l'origine de l'évolution du frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  et par conséquent, l'évolution de l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$ .

## C.2.Perspectives industrielles

À partir de la compréhension du fonctionnement tribologique du contact tige-garnitures (§ C.1), l'influence des paramètres sur l'étanchéité et l'effort de manœuvre à chaque échelle du triplet tribologique est mise en évidence. Cela permet donc de proposer des pistes d'amélioration afin de mieux maîtriser l'étanchéité et l'effort de manœuvre d'un presse-garnitures de robinet.

Du point de vue du contact tige-garnitures (Figure C-6), l'étanchéité autour de la tige est associée à la distribution de la pression radiale  $P_s$  (i.e. la pression radiale  $P_s$  (locale) doit être supérieure à la pression du fluide à étancher  $P_f$  (globale)). De plus, cette distribution de la pression  $P_s$  (locale) doit être aussi homogène radialement pour assurer l'étanchéité.

D'autre part, l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  est associé à la même pression radiale  $P_s$  et au coefficient de frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  (Figure C-6). Cette constatation permet d'expliquer une des causes de l'augmentation de l'effort de manœuvre lorsque la pression radiale  $P_s$  augmente. La maîtrise de l'effort de manœuvre est donc plus complexe. Cependant, un presse-garnitures doit remplir son rôle principal qui est d'assurer l'étanchéité autour de la tige. Cette nécessité constitue d'une certaine manière une limite inférieure de la distribution de la pression radiale  $P_s$  (locale) à atteindre. Par conséquent, l'effort de manœuvre dépend essentiellement du coefficient du frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  (Figure C-6).

À l'échelle du mécanisme (Figure C-6), l'étanchéité autour de la tige dépend du coefficient de frottement à l'interface boîte-garnitures  $\mu_o$  et des géométries des pièces. Le rôle des géométries des pièces n'a pas été étudié en détail dans cette thèse puisqu'il fait l'objet de nombreuses études depuis 1957. Dans la littérature, il est noté que l'étanchéité dépend notamment des dimensions des garnitures, du nombre des garnitures utilisées, etc. (§ 1.1.1, Chapitre 1). Ainsi, l'influence des géométries des pièces sur l'étanchéité (ou la pression radiale  $P_s$ ) est bien définie et suffisante pour élaborer des pistes d'amélioration.

Pour mieux maîtriser l'étanchéité autour de la tige à l'échelle du mécanisme, une solution possible consiste à obtenir la distribution de la pression radiale  $P_s$  (locale) la plus élevée et homogène possible autour de la tige à partir de l'effort de serrage  $F_s$  imposé. Deux pistes d'amélioration peuvent être apportées :

- en diminuant le frottement à l'interface boîte-garnitures  $\mu_o$  (Figure C-6)
 

La diminution du frottement sur cette interface peut être réalisée en ajoutant des lubrifiants (graphite, bisulfure de molybdène, PTFE, ...) sur la boîte lors du montage (ou de l'échange) des garnitures. Le choix de lubrifiants à utiliser dépend des conditions du contact boîte-garnitures et des conditions de fonctionnement du robinet (température, fluide à étancher, etc).
- en diminuant la hauteur des garnitures  $h_g$  (Figure C-6)
 

Il s'agit de l'amélioration au niveau des géométries des pièces. La diminution de la hauteur des garnitures implique une diminution de frottement aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures. Cela favorise la propagation de l'effort de serrage  $F_s$  imposé et entraîne une augmentation de la pression radiale le long des garnitures.

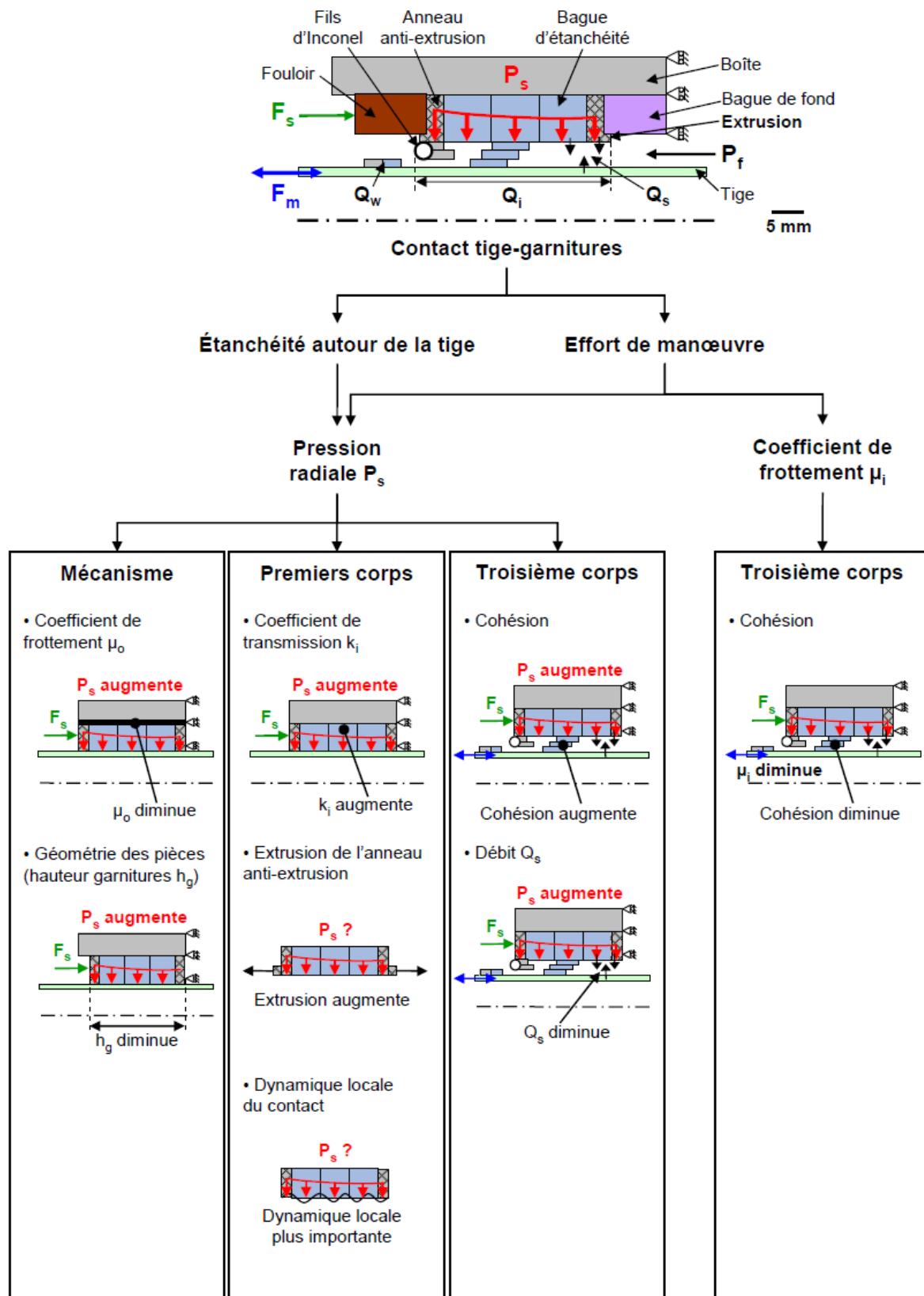


Figure C-6 : paramètres influant l'étanchéité autour de la tige et l'effort de manœuvre

**À l'échelle des premiers corps** (Figure C-6), l'étanchéité autour de la tige dépend du coefficient de transmission des garnitures à l'interface tige-garnitures  $k_i$ , de l'extrusion de l'anneau anti-extrusion et de la dynamique locale [76] du contact tige-garnitures. Pendant des essais sur le banc HETRE (§ 3.2, Chapitre 3), des vibrations de la tige et des bruits de frottement ont été constatés et peuvent être associés à la dynamique locale du contact [76]. Industriellement, ces phénomènes sont souvent négligés [7]. En réalité, ils peuvent modifier les conditions du contact tige-garnitures et celles-ci influent à leur tour l'étanchéité et l'effort de manœuvre.

L'extrusion de l'anneau anti-extrusion et la dynamique locale du contact n'ont pas été étudiées dans cette thèse puisqu'il fallait mettre en place des essais expérimentaux spécifiques. La démarche pour étudier ces paramètres est présentée dans le § C.3. Par conséquent, une seule piste d'amélioration peut être apportée à l'échelle des premiers corps (Figure C-6). Pour mieux maîtriser l'étanchéité autour de la tige à cette échelle, il faut augmenter le coefficient de transmission  $k_i$  des garnitures afin d'obtenir la pression radiale  $P_s$  (locale) la plus élevée et homogène possible autour de la tige à partir de l'effort de serrage  $F_s$  imposé. En effet, il s'agit de l'amélioration à réaliser dans le volume des garnitures (structure interne des garnitures, type du matériau à utiliser, ...) de manière à faciliter la transmission de l'effort de serrage  $F_s$  imposé à la pression radiale  $P_s$  à l'interface tige-garnitures.

**À l'échelle du troisième corps** (Figure C-6), l'étanchéité autour de la tige dépend des débits de troisième corps au niveau du contact tige-garnitures. Pour mieux maîtriser l'étanchéité autour de la tige à cette échelle, une solution possible consiste à maintenir le niveau de la pression  $P_s$  autour de la tige pendant le fonctionnement du robinet. Il s'agit de « garder » le troisième corps dans le contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige. Pour cela, d'après le circuit tribologique du contact tige-garnitures (§ 3.3.4, Chapitre 3), deux pistes d'amélioration peuvent être apportées :

- soit en augmentant la cohésion du troisième corps (§ 1.4.1, Chapitre 1) par l'action mécanique ou physico-chimique [77]-[79] pour piéger davantage le troisième corps dans le contact tige-garnitures et diminuer le débit d'usure  $Q_w$  (Figure C-6),
- soit en limitant le détachement de particules des garnitures pour diminuer le débit source  $Q_s$  (Figure C-6).

L'élaboration des pistes d'amélioration par un contrôle des débits de troisième corps demande la mise en place de simulations numériques spécifiques. Cette démarche de simulations numériques est présentée dans le § C.3.

L'effort de manœuvre de la tige dépend essentiellement du coefficient du frottement à l'interface tige-garnitures  $\mu_i$  donc la cohésion du troisième corps (Figure C-6). Pour diminuer l'effort de manœuvre, il est ainsi souhaitable d'obtenir un troisième corps avec une très faible cohésion. Or, une cohésion très faible empêche le piégeage du troisième corps dans le contact tige-garnitures et provoque une diminution de la distribution de la pression  $P_s$  (Figure C-6), qui à son tour, peut aller jusqu'à la fuite du robinet.

Un compromis au niveau de la cohésion du troisième corps est donc à trouver pour assurer l'étanchéité autour de la tige tout en diminuant l'effort de manœuvre. Ce compromis n'a pas été étudié dans cette thèse puisqu'il nécessite la mise en place de simulations numériques spécifiques. La démarche pour étudier ce paramètre est présentée dans le § C.3.

### C.3.Perspectives scientifiques

Dans le cadre de cette thèse, la démarche de caractérisation tribologique (§ 1.4.2, Chapitre 1) a permis de comprendre le fonctionnement tribologique du contact tige-garnitures sans effets de la température et de la pression du fluide à étancher (§ C.1). Bien que cette démarche ait été appliquée uniquement au presse-garnitures composé de garnitures en graphite expansé, elle peut être appliquée à tous les types de presse-garnitures qui fonctionnent dans différentes conditions (i.e. avec effets de la température et de la pression du fluide à étancher).

Les travaux de cette thèse ont permis également de proposer des pistes d'amélioration à l'échelle du mécanisme afin de mieux maîtriser l'étanchéité autour de la tige sur un presse-garnitures (§ C.2). Idéalement, l'étanchéité autour de la tige doit être réalisée avec le plus faible effort de manœuvre de la tige. Pour atteindre cet objectif, il faut poursuivre l'étude du contact frottant tige-garnitures à l'échelle :

- des premiers corps.

L'extrusion de l'anneau anti-extrusion et la dynamique locale du contact tige-garnitures sont des paramètres à étudier. Pour ce faire, la démarche adoptée dans cette thèse (§ 1.4.2, Chapitre 1) par le couplage entre approche expérimentale et approche numérique peut être réutilisée comme base de départ.

D'une part, des essais expérimentaux et des caractérisations tribologiques établiront les liens entre l'évolution des paramètres mesurés (effort de manœuvre, vibrations de la tige, bruits de frottement, ...) et les débits de troisième corps à l'interface tige-garnitures. D'autre part, les simulations par éléments finis en dynamiques permettront de compléter l'analyse expérimentale. Ces travaux permettront dans l'avenir d'élaborer des pistes d'amélioration de l'étanchéité autour de la tige.

- du troisième corps.

Les débits et le mécanisme d'accommodation de vitesse au sein du troisième corps sont des paramètres à étudier. Pour ce faire, une solution possible consiste à simuler le troisième corps présent dans le contact tige-garnitures par l'intermédiaire d'un modèle par éléments discrets [73]-[74], ce que le modèle par éléments finis développé au cours de cette thèse (§ 4.1, Chapitre 4) n'est pas capable de le simuler.

En principe, le modèle par éléments discrets permettra de comprendre puis contrôler les débits et la cohésion de troisième corps dans le contact tige-garnitures. Ce contrôle du troisième corps permettra d'élaborer des pistes d'amélioration pour améliorer l'étanchéité et diminuer l'effort de manœuvre de la tige.

## Références





---

## Références

- [1] **European Sealing association (ESA)**. Directives concernant une utilisation sûre des joints d'étanchéité, 1998, pp. 7-9.
- [2] **Roe, M.** Investigating the load, friction and sealability characteristics of graphite valve packings, Thèse Trinity College, 2004, pp. 9-118.
- [3] **Bridges, M.** Valve packing performance improvement: sealing technology and plant leakage reduction series, Electric Power Research Institute (EPRI) Technical Report No. 1000923, 2002, Chapitre 3.
- [4] **Fluid Sealing Association**. What is the impact of packing friction on equipment performance?, 2009, pp. 7-9
- [5] **Serin, J. et Sutter, J.** Robinetterie Industrielle, Techniques de l'ingénieur, BM 6900, pp. 1-2.
- [6] **Lephibert, J.** Robinetterie industrielle : la maîtrise des éléments, SNRI, pp. 169.
- [7] **Nesbitt, B.** Handbook of valves and actuators, Chapitres 10 et 11, Elsevier Science & Technology Books, 2007, pp. 253-277.
- [8] **Müller, H. K. et Nau, B. S.** Fluid Sealing Technology: Principles and Applications, Marcel Dekker, 1998, Chapitre 1, pp. 1-12.
- [9] **Bridges, M.** Valve stem packing improvement, Electric Power Research Institute (EPRI) Technical Report NP-5697, 1988, Chapitres 2, 3, 4 et 7.
- [10] **Hayashi, K et al.** Investigations of sealing characteristics of gland packing (part 4): limit of leakproof operation and leak flow, Japanese Journal of Tribology, 1992, Vol. 37, No. 11, pp. 1471-1481.
- [11] **Lasseux, D et al.** Permeability measurement of graphite compression packings, Journal of Pressure Vessel Technology, 2011, Vol. 133, pp. 1-8.
- [12] **Martin, J.** Étanchéité en mécanique, Techniques de l'ingénieur, B 5 420, pp. 1-30.
- [13] **Ochonski, W.** Radial stress distribution and friction forces in a soft-packed stuffing-box seal, Tribology International, 1988, Vol. 21, No. 1, pp. 31-38.
- [14] **Bartoniczek, J. et al.** Characteristics of packings for stuffing boxes for proof of strength, function and tightness of valves, Transactions, SMiRT 16, Washington DC, 2001, paper # 1731, pp. 1-8.
- [15] **Doubt, G.L.** Reference book for design of valve packings, sealing high temperature water, Atomic Energy of Canada Limited (AECL) Technical report No. 5120, 1976, pp. 51-143.

- 
- [16] **Mérieux, C.** Note d'information sur les matériaux utilisés dans l'élaboration des produits d'étanchéité, Rapport Interne EDF, 2000, H-T21-2000-02173-FR, pp. 1-14.
- [17] **Flitney, R. K.** Soft packings, Tribology International, 1986, Vol. 19, No. 4, pp. 181.
- [18] **Brezillon, C et Delaunay, Y.** Guide sur les produits d'étanchéité sans amiante pour le thermique à flamme, Rapport Interne EDF, 2003, HT-21/99/039/B, pp. 1-42.
- [19] **Finn, P. A.** Guidelines to achieve seals with minimal leak rates for HWR-NPR coolant system components, Argonne National Laboratory report, 1991, pp. 39-48.
- [20] **Nowak, H.** Guide pratique pour la mise en oeuvre correcte des presse-garnitures de la robinetterie des centraux nucléaires et thermiques à flamme, Rapport Interne EDF, 1998, HT-22/98/028/A, pp. 1-38.
- [21] **RM Engineered Products.** Galvanic corrosion inhibitors for packing, Sealing Technology, 1996, Vol. 1996, Issue 26, pp. 5-6.
- [22] **SGL Group.** Sigraflex – products manufactured from flexible graphite foil, 2008, pp. 6.
- [23] **Fluid Sealing association (FSA).** Compression packing : technical manual, 3<sup>rd</sup> edition, 2008, pp. 1-32.
- [24] **Toyoda, M. et al.** Sorption of heavy oils into carbon materials, Chemistry and physics of carbon, Volume 30, Chapter 4, CRC Press, 2001, pp. 181-182.
- [25] **Dumas, D. et al.** Carbones et graphites, Techniques de l'ingénieur, A 7 400, pp. 3-4.
- [26] **Shane, J. H.** Flexible graphite material of expanded particles compressed together, US Patent 3 404 061, 1968, pp. 1-18.
- [27] **Chung, D. D. L.** Review exfoliation of graphite, Journals of Materials Science, 1987, Vol. 22, No. 12, pp. 4190-4198.
- [28] **Celzard, A.** Modelling of exfoliated graphite, Progress in materials science, 2005, Volume 50, Issue 1, pp. 93-179.
- [29] **Groupe Carbone Lorraine.** PAPYEX – flexible graphite, pp. 1-14.
- [30] **SGL Group.** Sigraflex Foil – flexible graphite foil manufactured from expanded natural graphite, 2008, pp. 2.
- [31] **Gu, Jialin.** Fracture mechanism of flexible graphite sheets, Carbon, 2002, Volume 40, Issue 12, pp. 2169-2176.
- [32] **Schnitzler, D. L.** Stuffing box seal, US Patent 4 068 853, 1978, pp. 1-4.
- [33] **Fluid Sealing Association.** Benefits and pitfalls of graphite packing (part two), Pumps & Systems, 2007, pp. 106-107.

- 
- [34] **RM Engineered Products.** Galvanic corrosion inhibitors for packing, Sealing Technology, 1996, Vol. 1996, Issue 26, pp. 5-6.
- [35] **Fiaud, C.** Inhibiteurs de corrosion, Techniques de l'ingénieur, C 1 005, pp. 1-13.
- [36] **Freundlinger, E. et al.** Flexible graphite sheet, material or layer containing metal molybdate, US Patent 4 296 177, 1981, pp. 1-3.
- [37] **Klenk, T.** Characteristics and testing techniques for stuffing box packings, ASME PVP, 1999, Vol. 382, pp. 135-143.
- [38] **Pons, P.** Descriptif du banc d'essais JAPET 2, Rapport Interne EDF, 2001, HT-20/01/016/A, pp. 4-7.
- [39] **Pons, P et Taris, J-P.** Evolution des efforts de frottement de presse-garniture en fonction de la hauteur et de la pression de serrage appliquées aux robinets motorisés électriques, Rapport Interne EDF, 2000, HT-21/00/037/A, pp. 11.
- [40] **Ottens, W et al.** Optimization of stuffing box stem sealings in valves by means of surface treatment and coating, ASME PVP, 2010, Vol. 2, pp. 191-201.
- [41] **Denny, D. F.** A force analyse of the stuffing-box seal. Research report 550, BHRA, the fluid engineering centre, Harlow, England, 1957.
- [42] **Sauger, E. et al.** Outil de dimensionnement des étanchéités de tige de manoeuvre. Rapport d'étude CETIM (confidentiel), 2003, pp. 4-5.
- [43] **Pengyou, S. et al.** A theoretical analysis of the lateral pressure coefficients in a soft-packed stuffing-box seal, Tribology International, 1997, Vol. 30, No. 10, pp. 759-765.
- [44] **Hayashi, K et Hirasata, K.** Experimental derivations of basic characteristics of asbestoid and graphitic packings in mounted condition, 12 Int. Conf. fluid Sealing, 1989.
- [45] **Thomson, J. L.** Packed glands for high pressures: an analysis of fundamentals, Combustion 29, pp. 38-51.
- [46] **Hayashi, K et Hirasata, K.** Investigations of sealing characteristics of gland packing (3<sup>rd</sup> report): friction characteristics and estimation of torque, Japanese Journal of Tribology, 1991, Vol. 36, No. 8, pp. 907-917.
- [47] **Patron, E.** Poromécanique des joints en graphite expansé matricé, Thèse Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 1999, pp. 137-191.
- [48] **Roscoe, K. H. et Burland, J. B.** On the generalised stress-strain behaviour of 'wet' clay, Eng. Plasticity, Cambridge Univ. Press, pp. 535-609.
- [49] **Borst, R. et Groen, A.** Computational strategies for standard soil plasticity models, Modelling in Geomechanics, 2000, pp. 23-50.

- 
- [50] **Wood, D.** Soil behaviour and critical state soil mechanics, Cambridge Univ. Press, 1990, pp. 112-137.
- [51] **Helwany, S.** Applied soil mechanics with Abaqus applications, John Wiley & Sons Inc., 2007, pp. 2-3.
- [52] **Vasse, C.** Modélisation numérique du Graphite Expansé Matricé avec une loi de comportement de Cam Clay - bilan des essais expérimentaux et simulations numériques, Rapport Interne EDF, 2009, H-T24-2009-03253-FR, pp. 1-189.
- [53] **Schofield, A. N. et Worth, C. P.** Critical state soil mechanics, McGraw-Hill, 1968, Chapitre 6, pp. 93-115.
- [54] **Fernandes, R.** Loi de comportement Cam-Clay, document référence Code\_Aster, 2009, R7.01.14, pp. 1-36.
- [55] **Guvonvarh, V.** Validation de la loi de comportement de Cam-Clay dans Code\_Aster, Rapport Interne EDF, 2009, H-T21-2006-00386-FR, pp. 8-41.
- [56] **Yasufuku, N.** Extended critical state model for cohesive clay with initial induced anisotropy, Technology reports of the Yamaguchi University, 1993, pp. 103-116.
- [57] **Godet, M.** The third body approach: a mechanical view of wear, Wear, 1984, Vol. 100, pp. 437-452.
- [58] **Berthier, Y.** Experimental Evidence for Friction and Wear Modelling, Wear, 1990, Vol. 139, pp. 77-92.
- [59] **Berthier, Y.** Third-body reality-consequences and use of the third-body concept to solve friction and wear problems, Wear-materials, mechanisms and practice, Wiley, 2005, pp. 291-316.
- [60] **Berthier, Y.** Background on friction and wear, Handbook of materials behaviours models, chapitre 8, Lemaître Academic Press, 2001, pp. 676-699.
- [61] **Richardson, M.** How stem finish affects friction and fugitive emissions with graphite based control valve packing, Valve World Conference & Exhibition, 2010, pp. 1-19.
- [62] **Jacquemard, P.** Tribologie des joints à faces radiales : cas du fonctionnement en lubrification mixte et de premiers corps en carbone et carbure de silicium, Thèse INSA de Lyon, 1997, pp. 48-51.
- [63] **Abbas, M.** Introduction à Code\_Aster, document référence Code\_Aster, 2012, U1.02.00, pp. 1-13.
- [64] **Abbas, M.** Éléments de contact dérivés d'une formulation hybride continue, document référence Code\_Aster, 2012, R5.03.52, pp. 1-78.
- [65] **De Soza, T.** Notice d'utilisation du contact dans Code\_Aster, document référence Code\_Aster, 2012, U2.04.04, pp. 1-30.

- 
- [66] **Le-Gurun, A.** Banc d'essais HETRE - cahier des clauses techniques particulières, Rapport Interne EDF, 2002, H-E19-2002-01481-FR, pp. 1-66.
- [67] **Roger, A.** Instrumentation d'un banc d'essais de robinetterie pour ambiance nucléaire, rapport PFE INSA de Lyon, 2008, pp. 5-40.
- [68] **Brendlé, M. et Fatkin, J.** Influence of the metal substrate on the formation of a graphite transfer film, Proc. 12<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 1985, pp. 93-99.
- [69] **Hilber, H. M., Hughes, T. J. R. et Taylor, R. L.** Improved numerical dissipation for time integration algorithms in structural dynamics, Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1977, Vol. 5, pp. 283-292.
- [70] **Greffet, N.** Algorithme non linéaire dynamique, document référence Code\_Aster, 2013, R5.05.05, pp. 1-59.
- [71] **Newmark, N. M.** A method of computation for structural dynamics, Journal of Engineering Mechanics, Proc. American Society of Civil Engineers, 1959, pp. 67-94.
- [72] **Houlsby, G. T.** How the dilatancy of soils affects their behaviour, Proc. 10<sup>th</sup> European Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering, Florence, 1991, pp. 1-14.
- [73] **Nhu, V. H.** Dialogues numérique entre échelles tribologiques, Thèse INSA de Lyon, 2013, pp. 63-114.
- [74] **Renouf, M et al.** Numerical tribology of a dry contact, Tribology International, 2011, Vol. 44, pp. 834-844.
- [75] **Diany, M.** Caractérisation et modélisation des garnitures de presse-étoupe, Thèse École de Technologie Supérieure de Montréal, 2010, pp. 1-133.
- [76] **Linck, V.** Modélisation numérique temporelle d'un contact frottant : mise en évidence d'instabilités locales de contact, Thèse INSA de Lyon, 2005, pp. 89-150.
- [77] **Brendlé, M et Stempflié, P.** Triboreactions of graphite with moisture-a new model of triboreactor for integrating friction and wear, Wear, 2003, Vol. 254, pp. 818-826.
- [78] **Zaidi, H et al.** Carbon surface modifications during sliding test and friction behavior of carbon thin films against XC 48 steel, Surface and Coatings Technology, 2000, Vol. 123, pp. 185-191.
- [79] **Lancaster, J. K.** Addictive effects on the friction and wear of graphite carbons, Proc. 3<sup>rd</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, 1976, pp. 187-195.



# Annexes



## Annexes

A.1. ESTIMATION DE LA CONTRAINTE RADIALE D'UNE GARNITURE.....	137
A.2. VALIDATION DU MODELE NUMERIQUE SIMULANT DES ESSAIS DE COMPRESSION.....	139
A.3. DETERMINATION DES PARAMETRES MATERIAUX DES GARNITURES .....	140
A.3.1. <i>Modèle de Cam-clay modifié</i> .....	140
A.3.2. <i>Modèle élastique</i> .....	145
A.4. ÉTUDE DE SENSIBILITE.....	146
A.4.1. <i>Modèle de Cam-clay modifié</i> .....	146
A.4.2. <i>Modèle élastique</i> .....	152
A.4.3. <i>Frottement aux différentes interfaces</i> .....	153
A.4.4. <i>Synthèse</i> .....	155
A.5. PROTOCOLE DE NETTOYAGE .....	157
A.6. PROTOCOLE DE DEMONTAGE .....	158
A.7. VALIDATION DU MODELE NUMERIQUE SIMULANT DES ESSAIS REALISES SUR LE BANC HETRE .....	160

## Annexes

### A.1. Estimation de la contrainte radiale d'une garniture

Un modèle numérique a été développé sur le Code\_Aster comme illustré dans la Figure A-1. Ce modèle permet de reproduire la chemise instrumentée des jauges de déformation (Figure A-1(a)) afin d'estimer des contraintes radiales d'une garniture,  $\sigma_r$ , soumise à des sollicitations de compression,  $\sigma_a$ . La Figure A-1(b) présente le modèle par éléments finis. Celui-ci est en quasi-statique et en 2D axisymétrique compte tenu de l'axisymétrie de la chemise. La chemise est maillée grâce à des quadrangles à quatre nœuds (avec quatre points de Gauss).

La chemise (Figure A-1(a)) est en acier inoxydable de nuance X2CrNiMo17-12-2 et peut être modélisée à l'aide d'un modèle élastique (propriétés matériaux de l'acier à 20 °C : module de Young,  $E$  égal à 197 GPa, coefficient de Poisson,  $\nu$  égal à 0,3). La chemise est bloquée suivant la direction axiale (Figure A-1(b)), ce qui correspond aux conditions des essais de compression. Pendant la simulation numérique, le diamètre intérieur de la chemise est soumis à un chargement de pression radiale uniforme  $P_s$ , (ceci correspondant à la contrainte radiale appliquée par une garniture  $\sigma_r$ , Figure A-1). Il est important de constater que la hauteur de la pression  $P_s$  varie en fonction de la hauteur d'une garniture  $h_g$  (8mm pour une bague d'étanchéité et 3,5 mm pour un anneau anti-extrusion testé indépendamment lors des essais de compression, Chapitre 2).

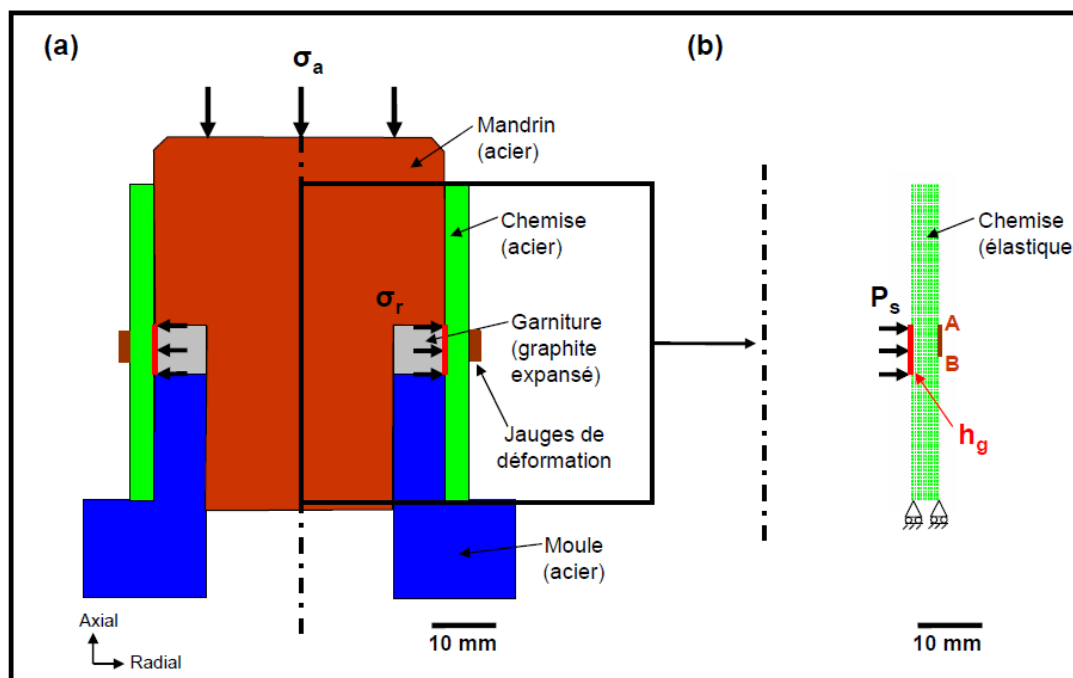


Figure A-1 : (a) montage expérimental, (b) modèle par éléments finis du montage

À la fin de la simulation, les déformations circonférentielles calculées sur le segment AB (correspondant aux déformations mesurées par des jauges de déformation, Figure A-1) en fonction de la pression  $P_s$  sont étudiées.

La Figure A-2 présente l'évolution des déformations circonférentielles  $\epsilon_{zz}$  de la chemise en fonction de la pression  $P_s$  imposée par une bague d'étanchéité et un anneau anti-extrusion. Les déformations circonférentielles évoluent linéairement pour les deux types de garnitures. En revanche, la bague d'étanchéité déforme beaucoup plus la chemise que l'anneau anti-extrusion pour la même pression  $P_s$  imposée. Cela peut être s'expliquée par la différence de hauteur des garnitures (8mm pour une bague d'étanchéité et 3,5 mm pour un anneau anti-extrusion, Chapitre 2).

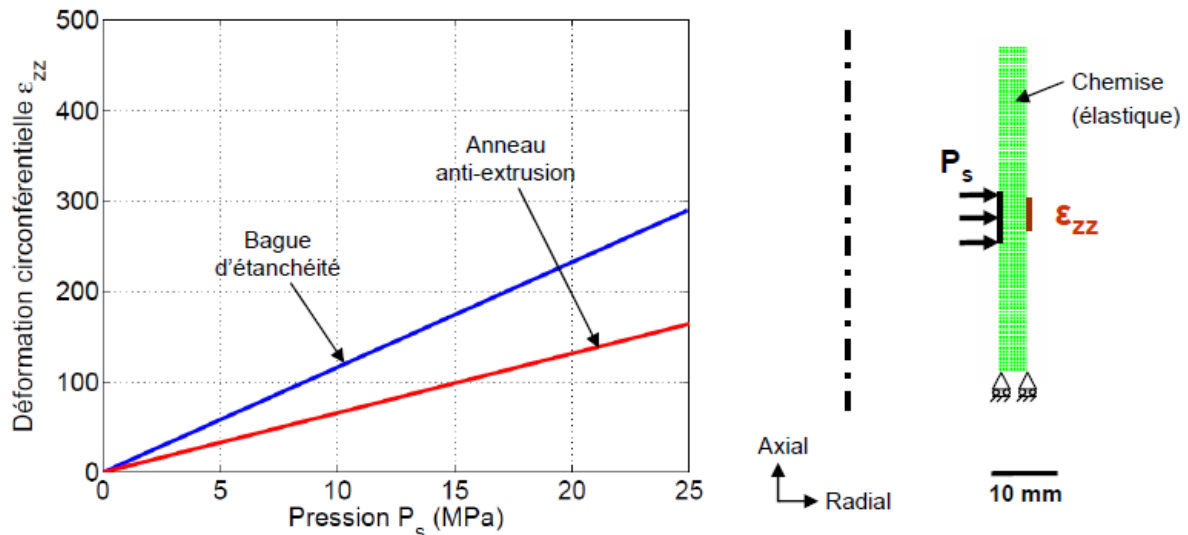


Figure A-2 : évolution des déformations circonférentielles en fonction de la pression  $P_s$

Ainsi, la simulation numérique permet de déterminer les déformations circonférentielles de la chemise à partir de la pression  $P_s$  imposée par une garniture. Par la méthode inverse, la contrainte radiale d'une garniture peut être donc estimée à partir des déformations circonférentielles mesurées par des jauges de déformation lors des essais de compression (Chapitre 2).

## A.2. Validation du modèle numérique simulant des essais de compression

Avant de procéder à l'analyse des résultats, le modèle numérique (Figure 2-11(b), Chapitre 2) doit être validé vis-à-vis de son maillage. En effet, tous les résultats issus d'un modèle par éléments finis peuvent être influencés par son maillage. Ainsi, le choix du maillage est essentiel afin d'obtenir les résultats précis avec un temps de calcul raisonnable. Le Tableau A-1 présente la description des différents maillages M1, M2 et M3 utilisés pour le modèle numérique (Figure 2-11(b), Chapitre 2) et son maillage est raffiné en fonction de la taille des éléments dans la garniture.

Maillages	Eléments	
	Nombre total sur l'ensemble du modèle	Taille dans la garniture (mm)
M1	186	1,00 x 1,00
M2	688	0,50 x 0,50
M3	2752	0,25 x 0,25

Tableau A-1 : description des différents maillages M1, M2, M3

Dans cette étude de validation, la simulation numérique des essais de compression n'a été réalisée que sur les bagues d'étanchéité puisque le même modèle sera utilisé pour les anneaux anti-extrusion. Seuls leurs hauteurs sont différentes (Tableau 2-3, Chapitre 2). Les paramètres matériaux déterminées pour les bagues d'étanchéité (modèle de Cam-clay modifié et modèle élastique, Tableau 2-2, Chapitre 2) sont utilisés dans cette étude. Le critère de validation du modèle numérique est évalué en déterminant l'erreur relative des résultats numériques (déformation axiale et contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité) entre les maillages M1, M2 et le maillage plus fin M3. Dans le cas du modèle de Cam-clay modifié (Tableau A-2), l'erreur relative des résultats numériques est inférieure à 3 %. En outre, l'erreur relative calculée dans le cas du modèle élastique est très petite.

Modèle de Cam-clay modifié	Erreur relative entre différents maillages	
	M1-M3 (%)	M2-M3 (%)
Déformation axiale	1	1
Contrainte radiale moyenne	3	1
Modèle élastique	M1-M3 (%)	M2-M3 (%)
Déformation axiale	1	1
Contrainte radiale moyenne	4	1

Tableau A-2 : erreur relative entre les maillages M1, M2 et le maillage plus fin M3

Ainsi, le modèle numérique (Figure 2-11(b), Chapitre 2) est validé vis-à-vis de son maillage puisque la taille des éléments a peu d'influence sur les résultats numériques. Par ailleurs, le maillage M2 est choisi pour réaliser des simulations numériques par la suite afin de gagner du temps de calcul.

## A.3. Détermination des paramètres matériaux des garnitures

### A.3.1. Modèle de Cam-clay modifié

Le modèle de Cam-clay modifié [50] intégré dans le logiciel Code\_Aster (§ 1.3.4, Chapitre 1) se résume de manière suivante :

➤ Loi élastique

- la partie déviatorique,  $s$  :

$$s = 2G\tilde{\varepsilon}^e$$

$G$  le module de cisaillement et  $\tilde{\varepsilon}^e$  la déformation élastique déviatorique.

- la partie volumique,  $p$  :

$$p = \left( p_0 + \frac{K_{\text{cam}}}{k_g} \right) \exp(k_0 \Delta \varepsilon_v^e) - \frac{K_{\text{cam}}}{k_g}$$

$$\text{avec } k_0 = \frac{1+e_0}{k_g} \text{ et } e_0 = \frac{\Phi_0}{1-\Phi_0}$$

$p_0$  la contrainte hydrostatique initiale,  $K_{\text{cam}}$  la compressibilité initiale,  $e_0$  l'indice des vides initial,  $k_g$  le coefficient de gonflement,  $\Phi_0$  la porosité initiale et  $\varepsilon_v^e$  la déformation élastique volumique.

➤ Surface de charge

$$f = q^2 + M^2 (p - p_{\text{trac}})^2 - 2M^2 (p - p_{\text{trac}}) p_{\text{cr}}$$

$q$  la contrainte déviatorique,  $M$  la pente de la droite d'état critique,  $p$  la contrainte hydrostatique,  $p_{\text{trac}}$  la résistance à la traction et  $p_{\text{cr}}$  la pression critique.

➤ Loi d'écroutissage

$$p_{\text{cr}} = p_{\text{cr}0} \exp \left[ \frac{1+e_0}{\lambda - k_g} \Delta \varepsilon_v^p \right]$$

$p_{\text{cr}0}$  la pression critique initiale,  $e_0$  l'indice des vides initial,  $\lambda$  le coefficient de compressibilité,  $k_g$  le coefficient de gonflement et  $\varepsilon_v^p$  la déformation plastique volumique.

En résumé, le modèle de Cam-clay modifié comporte huit paramètres d'entrée :  $\Phi_0$ ,  $G$ ,  $k_g$ ,  $\lambda$ ,  $p_{\text{trac}}$ ,  $M$ ,  $p_{\text{cr}0}$ ,  $K_{\text{cam}}$ ; dont sept peuvent être déterminés expérimentalement.

## 1. Porosité initiale $\Phi_0$

D'après les conditions initiales de la simulation numérique décrites dans le § 2.2.1, l'indice des vides initial  $e_0$  à introduire dans la simulation numérique est égal à l'indice des vides  $e$  calculé avec la hauteur de garniture à 1 kN (Tableau 2-3). La porosité initiale  $\Phi_0$  peut être évaluée en utilisant l'équation (éq. 16), déduite à partir de l'équation (éq. 8) (§ 1.3.4, Chapitre 1) [47],[52].

$$\Phi_0 = \frac{e_0}{1+e_0} \quad (\text{éq. 16})$$

Ainsi, la porosité initiale est égale à  $0,27 \pm 20 \%$  pour la bague d'étanchéité et  $0,48 \pm 20 \%$  pour l'anneau anti-extrusion respectivement, compte tenu de l'incertitude sur leur masse volumique  $\rho_s$  (§ 2.1.1, Chapitre 2).

## 2. Module de cisaillement G

Le module de cisaillement G est identifié à partir des pentes des courbes donnant les contraintes axiale et radiale moyenne en fonction de la déformation axiale (Figure A-3). Ces pentes sont respectivement égales à  $K_c+4G/3$  et  $K_c-2G/3$ , où  $K_c$  est le module d'incompressibilité [47]. Ainsi, les valeurs du module d'incompressibilité  $K_c$  et du module de cisaillement G peuvent être estimées en résolvant ce système d'équation à deux inconnues :  $K_c$  et G (Tableau A-3). Des simulations préliminaires montrent que les valeurs déterminées sur les premiers cycles déchargement/déchargement correspondent le mieux aux résultats expérimentaux (Figure A-3).

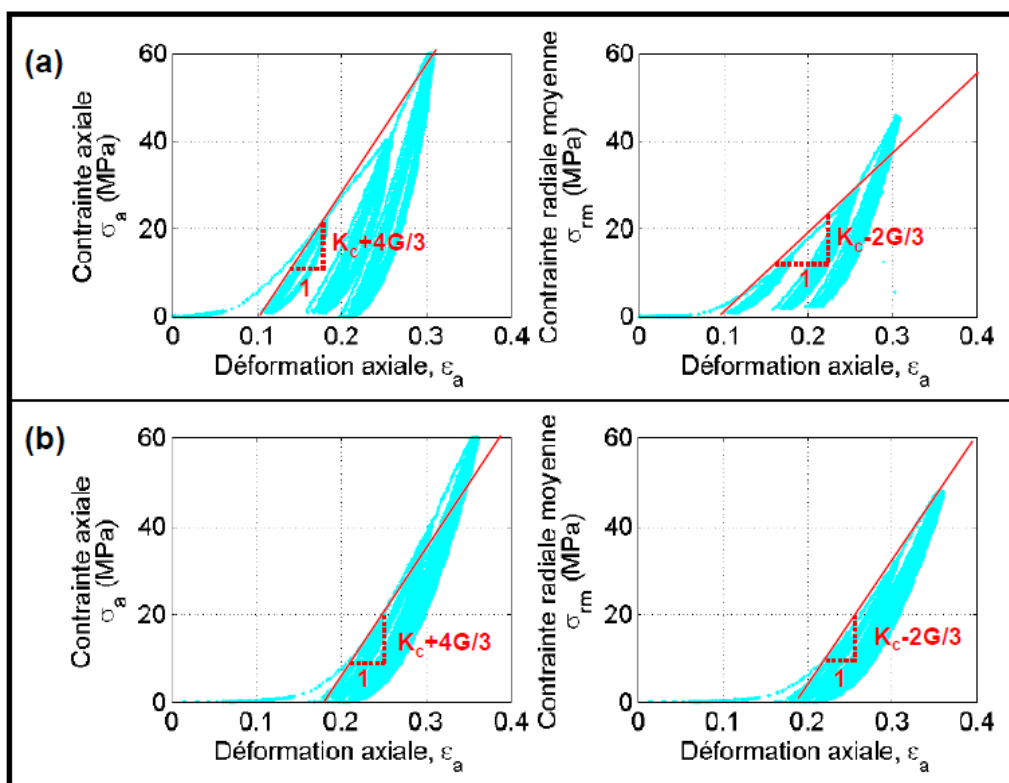


Figure A-3 : évolution des contraintes axiale et radiale :  
(a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

Par ailleurs, la difficulté d'estimer la contrainte radiale transmise par un anneau anti-extrusion a été abordée dans le § 2.1.2.2 (Chapitre 2). Afin de pouvoir estimer  $G$ , l'évolution de la contrainte radiale moyenne  $\sigma_{rm}$  d'un anneau anti-extrusion présentée dans la Figure A-3(b), est estimée à partir de l'équation (éq. 17).

$$\sigma_{rm} = k_o^{AE} \sigma_a = 0,80\sigma_a \quad (\text{éq. 17})$$

Éléments	Bague d'étanchéité	Anneau anti-extrusion
Système d'équation à 2 inconnues. Les pentes sont déterminées graphiquement dans les Figure A-3(a) et Figure A-3(b)	$K_c + \frac{4G}{3} = \frac{60}{0,20}$ $K_c - \frac{2G}{3} = \frac{56}{0,30}$	$K_c + \frac{4G}{3} = \frac{60}{0,18}$ $K_c - \frac{2G}{3} = \frac{60}{0,23}$
Module d'incompressibilité $K_c$ (MPa)	224	285
Module de cisaillement $G$ (MPa)	57	36

Tableau A-3 : équations des modules d'incompressibilité et de cisaillement

Il existe une incertitude sur la valeur des pentes déterminée graphiquement ( $\pm 20\%$  : l'intervalle de valeurs déterminées à partir de droites tracées sur les premiers cycles chargement/déchargement, Figure A-3). Cela entraînerait la même incertitude sur le module de cisaillement déterminé par cette méthode. Par la suite, les valeurs des deux modules seront utilisées pour déterminer les paramètres matériaux du modèle élastique (le module d'élasticité  $E$  et le coefficient de Poisson  $\nu$ ).

### 3. Coefficients de gonflement $k_g$ et de compressibilité $\lambda$

Représenter l'évolution de l'indice des vides en fonction du logarithme de la contrainte axiale appliquée sur les garnitures permet de déterminer les coefficients de gonflement  $k_g$  et de compressibilité  $\lambda$  (Figure A-4) [2],[47]. Les droites  $DC_c$  et  $DC_s$  décrivent respectivement le comportement plastique et le comportement élastique d'une garniture en graphite expansé (Figure A-4). Les pentes de ces droites  $C_c$  et  $C_s$  sont respectivement utilisées pour déterminer les valeurs de  $k_g$  et  $\lambda$  à partir des relations écrites dans le Tableau A-4. Leurs valeurs positives sont implémentées dans les paramètres matériaux du modèle de Cam-clay modifié. En outre, l'incertitude des valeurs due à la non linéarité des courbes sur les cycles chargement/déchargement est évaluée à  $\pm 20\%$  (Figure A-4).

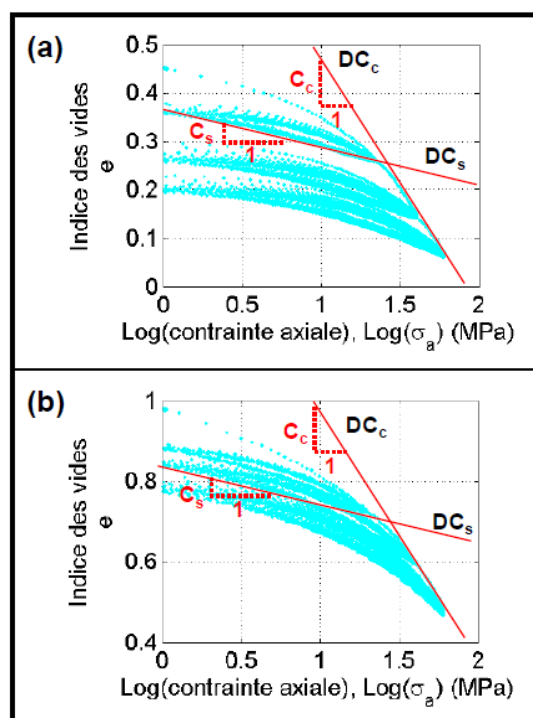


Figure A-4 : évolution de l'indice des vides :  
(a) bague d'étanchéité, (b) anneau anti-extrusion

Éléments	Bague d'étanchéité	Anneau anti-extrusion
Pentes déterminées graphiquement d'après les Figure A-4(a) et Figure A-4(b)	$C_s = -\frac{0,12}{1,50}$ $C_c = -\frac{0,50}{1,04}$	$C_s = -\frac{0,17}{1,48}$ $C_c = -\frac{0,60}{0,76}$
Coefficient de gonflement $k_g$ [2]	$k_g = -\frac{C_s}{\text{Ln } 10} = -0,04$	$k_g = -\frac{C_s}{\text{Ln } 10} = -0,05$
Coefficient de compressibilité $\lambda$ [2]	$\lambda = -\frac{C_c}{\text{Ln } 10} = -0,21$	$\lambda = -\frac{C_c}{\text{Ln } 10} = -0,34$

Tableau A-4 : équations des coefficients de gonflement  $k_g$  et de compressibilité  $\lambda$

#### 4. Résistance à la traction $p_{\text{trac}}$ et pente de la droite d'état critique M

Dans le Code\_Aster [63], le paramètre  $p_{\text{trac}}$  a été introduit dans le modèle de Cam-clay modifié pour modéliser le comportement cohésif du sol (§ 1.3.4, Chapitre 1). Dans le cas de garnitures en graphite expansé, ce paramètre correspond à la résistance des garnitures à la traction. En outre, le paramètre M gouverne le domaine d'élasticité du modèle et l'état critique des garnitures.



Usuellement, des essais triaxiaux sont réalisés sur les garnitures afin de déterminer les paramètres  $p_{\text{trac}}$  et  $M$ . Par conséquent, ces paramètres peuvent être estimés à partir des essais triaxiaux réalisés par Roe [2] sur les bagues d'étanchéité en graphite expansé (Figure A-5(a)). Pour estimer les paramètres  $p_{\text{trac}}$  et  $M$  de la bague d'étanchéité, il faut représenter la contrainte déviatorique  $q$  en fonction de la contrainte hydrostatique  $p$  à partir de la Figure A-5(a).

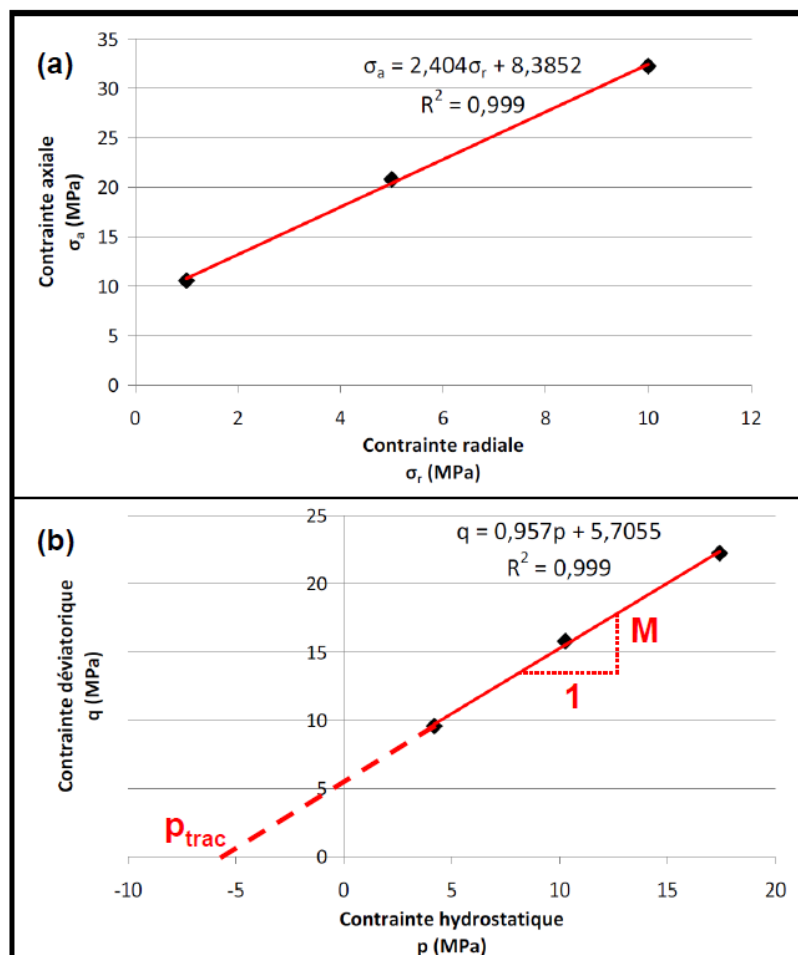


Figure A-5 : (a) essais triaxiaux réalisés sur les bagues d'étanchéité par Roe [2],  
(b) droite d'état critique du modèle de Cam-clay modifié

En effet, la courbe de tendance obtenue dans la Figure A-5(b) est la droite d'état critique du modèle de Cam-clay modifié pour une bague d'étanchéité. Ainsi, le paramètre  $M$  correspond à la pente de la droite d'état critique, ce qui est égale à 0,96. En outre, le paramètre  $p_{\text{trac}}$  correspond à l'intersection de la droite avec l'abscisse contrainte hydrostatique, ce qui est égale à 5,97 MPa.

Il est important de constater que ces essais triaxiaux ne sont réalisés que sur les bagues d'étanchéité et il n'existe aucun essai similaire réalisé sur les anneaux anti-extrusion. Par conséquent, il est supposé que les paramètres  $p_{\text{trac}}$  et  $M$  de l'anneau anti-extrusion sont les mêmes que ceux de la bague d'étanchéité. L'étude de sensibilité (Annexe A.4) nous guidera à estimer leurs valeurs par le recalage des résultats numériques par rapport aux résultats expérimentaux issus des essais de compression.

### 5. Pression critique initiale $p_{cr0}$

La pression critique initiale définit la limite initiale du domaine d'élasticité du modèle de Cam-clay modifié. En réalité, il correspond à la moitié de la pression de matriçage appliquée à une garniture lors de sa fabrication (30 MPa et 40 MPa pour la bague d'étanchéité et l'anneau anti-extrusion respectivement).

Ainsi, la pression critique initiale est égale à 15 MPa et 20 MPa pour la bague d'étanchéité et l'anneau anti-extrusion respectivement.

### 6. Compressibilité initiale $K_{cam}$

Le paramètre  $K_{cam}$  est calé numériquement de manière à ce que les courbes issues de la simulation numérique corrélerent aux courbes expérimentales. À ce stade, nous imposons sa valeur égale à 0 pour les deux types de garnitures. L'étude de sensibilité décrite dans l'annexe A.4 va évaluer l'influence du paramètre sur les résultats numériques.

## A.3.2. Modèle élastique

Le modèle élastique comporte seulement deux paramètres, qu'il est possible de déterminer expérimentalement.

### 1. Module d'élasticité $E$ et coefficient de Poisson $\nu$

Les cycles chargement/déchargement des essais de compression fournissent les informations sur l'évolution élastique des garnitures (Figure A-3). Les paramètres du modèle élastique ( $E$ ,  $\nu$ ) peuvent être estimés à partir des modules d'incompressibilité  $K_c$  et de cisaillement  $G$  déterminés au préalable (Figure A-3).

Le Tableau A-5 présente la méthode de détermination du couple ( $E$ ,  $\nu$ ) pour la bague d'étanchéité et l'anneau anti-extrusion. Cette méthode de détermination est issue des valeurs de  $K_c$  et de  $G$  qui sont estimées avec l'incertitude de  $\pm 20\%$ . Par conséquent, le couple ( $E$ ,  $\nu$ ) déterminé hérite de cette incertitude.

Éléments	Bague d'étanchéité	Anneau anti-extrusion
Module d'incompressibilité $K_c$ (MPa)	224	285
Module de cisaillement $G$ (MPa)	57	36
Module d'élasticité $E$ (MPa)	$E = \frac{9K_c G}{3K_c + G} = 158$	$E = \frac{9K_c G}{3K_c + G} = 104$
Coefficient de Poisson $\nu$	$\nu = \frac{3K_c - 2G}{6K_c + 2G} = 0,38$	$\nu = \frac{3K_c - 2G}{6K_c + 2G} = 0,44$

Tableau A-5 : équations du module d'élasticité et du coefficient de Poisson

## A.4. Étude de sensibilité

Le modèle de Cam-clay modifié utilisé [54]-[55] pour simuler numériquement le comportement mécanique des garnitures en graphite expansé comporte huit paramètres (§ A.3.1), ce qui est beaucoup par rapport aux résultats expérimentaux (mesures de déformation axiale et de contrainte radiale de la garniture, § 2.1.2, Chapitre 2). De plus, une incertitude maximale de  $\pm 20\%$  a été constatée sur les paramètres (Tableau 2-2, Chapitre 2). Afin de les recalibrer numériquement par rapport aux résultats expérimentaux, l'influence de chaque paramètre doit être évaluée au préalable par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.

Dans cette étude de sensibilité, la simulation numérique avec des paramètres matériaux listés dans le Tableau 2-2 (Chapitre 2) est définie comme étant la simulation de base. Pour les simulations numériques à réaliser, chaque paramètre (y compris celui du modèle élastique) est augmenté de  $20\%$  (valeur correspondant à l'incertitude maximale de tous les paramètres) à la fois. En revanche, la simulation numérique n'a été réalisée que sur les bagues d'étanchéité puisque le même modèle sera utilisé pour les anneaux anti-extrusion. Seuls leurs hauteurs sont différentes (Tableau 2-3, Chapitre 2). Ainsi, leur influence sur le comportement mécanique des garnitures en graphite expansé peut être évalué en comparant les résultats numériques à ceux de la simulation de base.

### A.4.1. Modèle de Cam-clay modifié

Tout d'abord, l'influence des paramètres du modèle de Cam-clay modifié est d'abord passée au crible.

#### 1. Porosité initiale $\Phi_0$

La porosité initiale joue un rôle sur l'évolution des lois élastique et d'écroutissage (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation de la porosité initiale entraîne une diminution de la déformation axiale et une légère augmentation de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-6). Physiquement, cette augmentation du paramètre matériau rend la bague plus « rigide ».

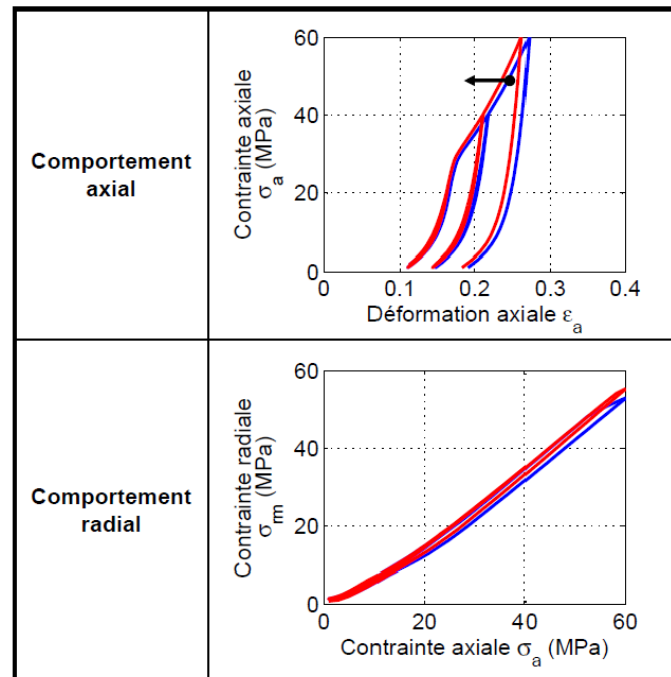


Figure A-6 : influence de la porosité initiale:  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

## 2. Module de cisaillement G

Le module de cisaillement joue un rôle sur l'évolution de la loi élastique (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du module de cisaillement ne modifie que très peu la déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-7). Ainsi, cette augmentation du paramètre matériau influe peu sur les comportements axial et radial de la bague.

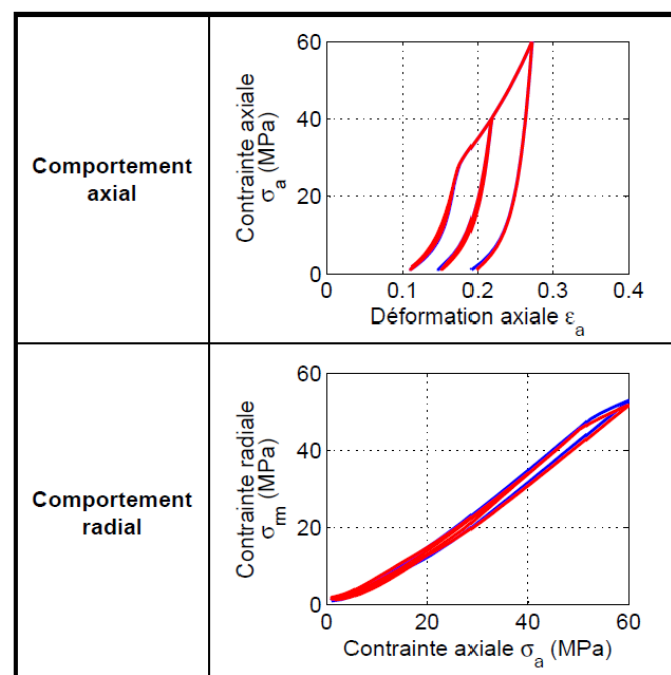


Figure A-7 : influence du module de cisaillement :  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

### 3. Coefficient de gonflement $k_g$

Le coefficient de gonflement joue un rôle sur l'évolution des lois élastique et d'érouissage (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de gonflement entraîne une augmentation de la déformation axiale et une diminution de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-8). Physiquement, cette augmentation du paramètre matériau rend la bague plus « molle ».

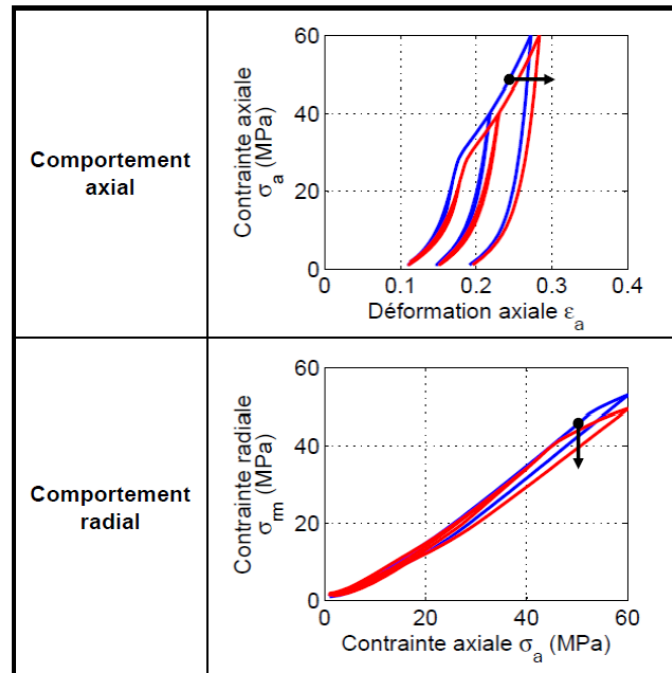


Figure A-8 : influence du coefficient de gonflement :  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

### 4. Coefficient de compressibilité $\lambda$

Le coefficient de gonflement joue un rôle sur l'évolution de loi d'érouissage (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de compressibilité entraîne une augmentation de la déformation axiale et une diminution de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-9). Physiquement, cette augmentation du paramètre matériau rend la bague plus « molle ».

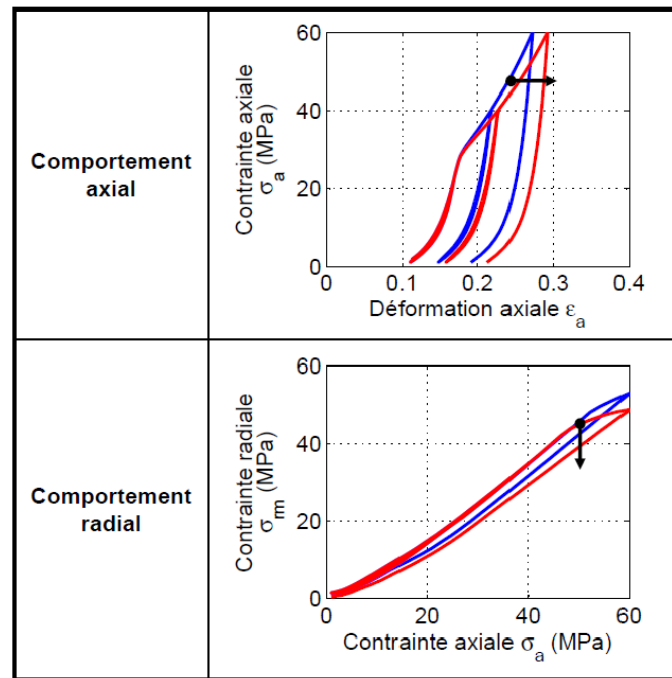


Figure A-9 : influence du coefficient de compressibilité : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

### 5. Résistance à la traction $p_{\text{trac}}$

La résistance à la traction joue un rôle sur l'évolution de la surface de charge (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation de la résistance à la traction modifié très peu la déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-10). Ainsi, cette augmentation du paramètre matériau influe peu sur les comportements axial et radial de la bague.

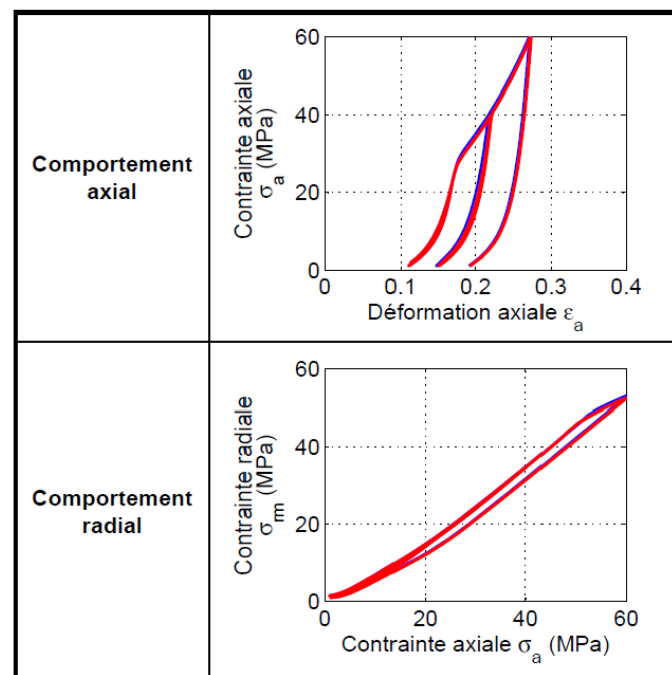


Figure A-10 : influence de la résistance à la traction : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

## 6. Pente de la droite d'état critique M

La pente de la droite d'état critique joue un rôle sur l'évolution de la surface de charge (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation de la pente entraîne une légère diminution de la déformation axiale et une diminution de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-11). Cette augmentation du paramètre matériau modifie le comportement mécanique de la bague.

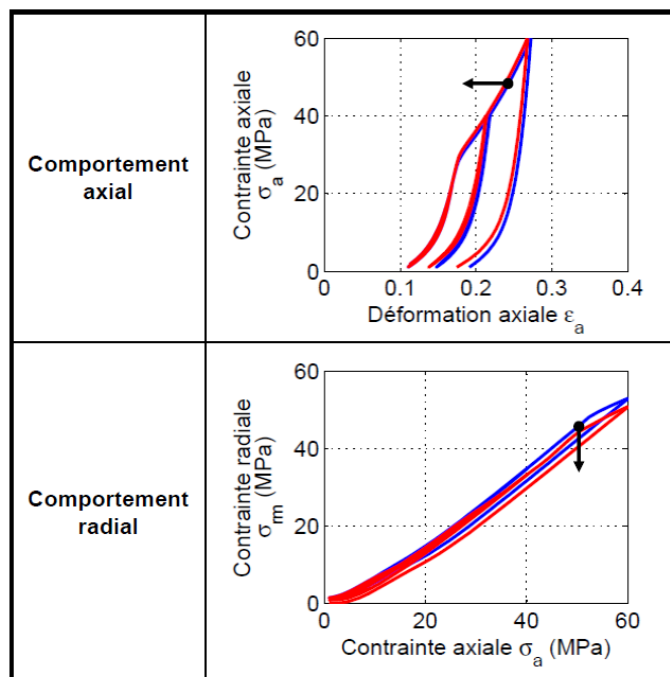


Figure A-11 : influence de la pente de la droite d'état critique : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

## 7. Pression critique initiale $p_{cr0}$

La pression critique initiale joue un rôle sur l'évolution de la surface de charge et la loi d'écrouissage (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation de la pression critique initiale entraîne une diminution de la déformation axiale et une légère augmentation de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-12). Cette augmentation du paramètre matériau modifie le comportement mécanique de la bague.

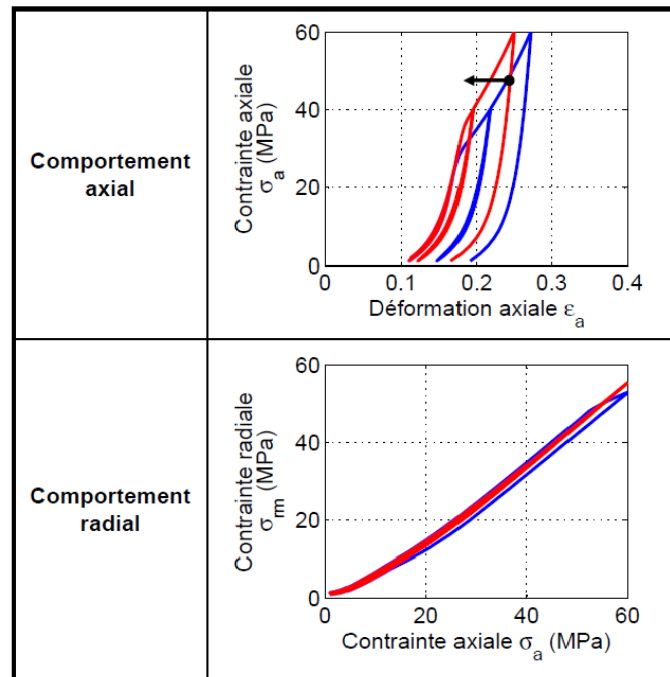


Figure A-12 : influence de la pression critique initiale :  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

#### 8. Compressibilité initiale $K_{cam}$

La compressibilité initiale joue un rôle sur l'évolution de la loi élastique (§ A.3.1). Sous le chargement axial imposé, l'augmentation de la compressibilité initiale entraîne une diminution de la déformation axiale et une augmentation de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-13). Physiquement, l'augmentation du paramètre matériau rend la bague plus « rigide ».

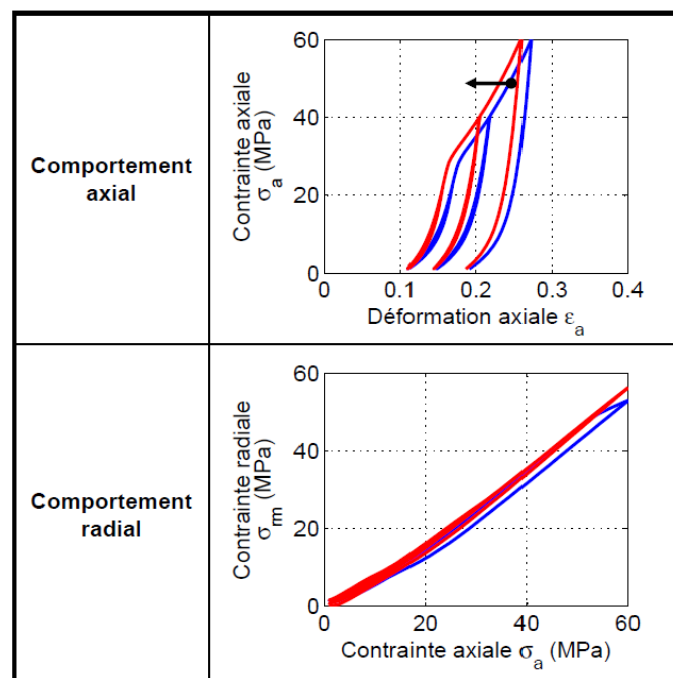


Figure A-13 : influence du compressibilité initiale:  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)



### A.4.2. Modèle élastique

L'influence des paramètres du modèle élastique sur le comportement mécanique de la bague d'étanchéité est passée en revue :

#### 1. Module d'élasticité E

Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du module d'élasticité entraîne une diminution de la déformation axiale la bague d'étanchéité (Figure A-14). En revanche, cette augmentation du paramètre matériau influe peu sur la contrainte radiale moyenne de la bague.

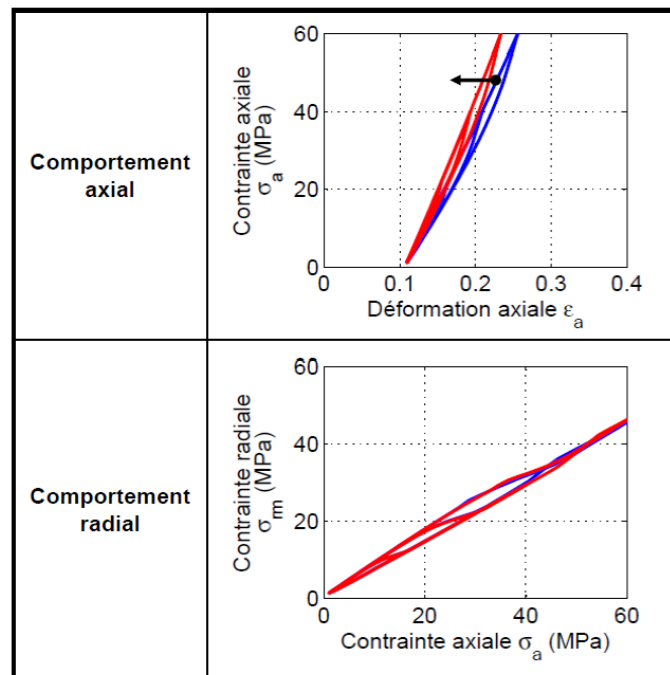


Figure A-14 : influence du module d'élasticité :  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

#### 2. Coefficient de Poisson $\nu$

Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de Poisson entraîne une diminution de la déformation axiale et une augmentation de la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-15). Physiquement, cette augmentation du paramètre matériau rend la bague plus « rigide ».

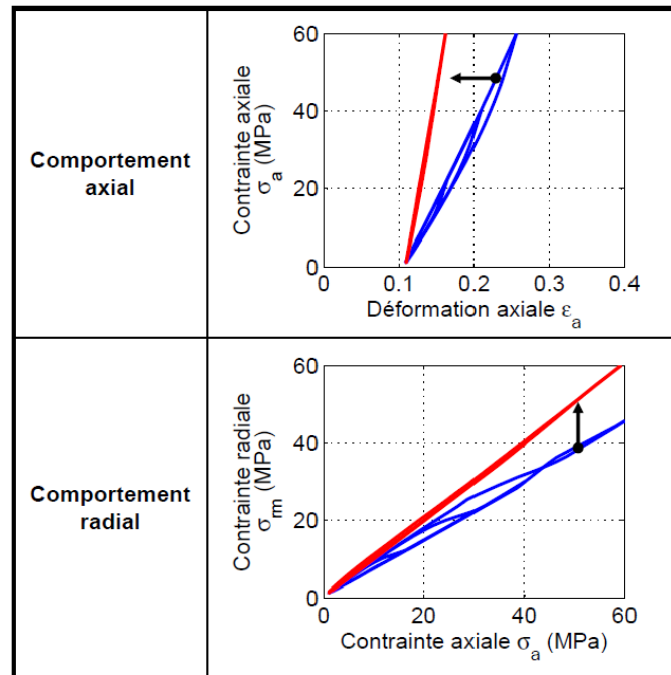


Figure A-15 : influence du coefficient de Poisson :  
simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

#### A.4.3. Frottement aux différentes interfaces

Il est intéressant d'étudier aussi le frottement aux différentes interfaces afin de vérifier son influence sur résultats expérimentaux pendant les essais de compression (§ 2.1.2, Chapitre 2). Pour cette étude, chaque coefficient de frottement aux interfaces (mandrin-garniture, chemise-garniture et moule-garniture, Figure 2-11(b), chapitre 2) est augmenté de 20 % à la fois et les résultats numériques sont comparés par rapport à la simulation de base.

##### 1. Coefficient de frottement à l'interface mandrin-garniture

Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de frottement à l'interface mandrin-garniture ne modifie pas la déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-16). Ainsi, cette augmentation n'influe pas sur les comportements axial et radial de la bague.

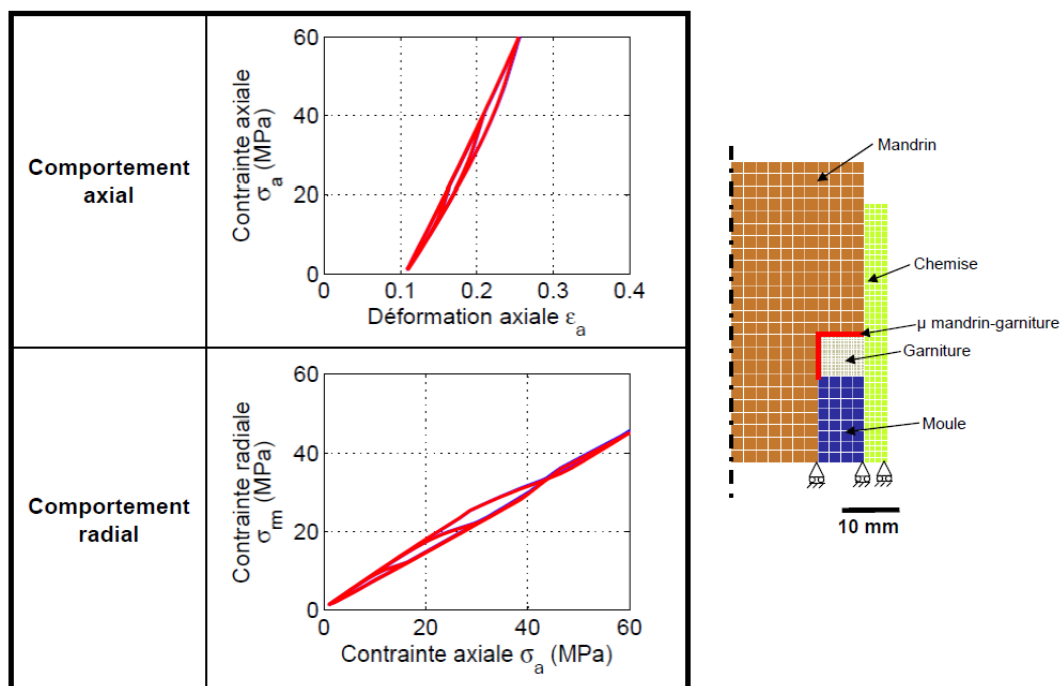


Figure A-16 : influence du frottement à l'interface mandrin-garniture : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

## 2. Coefficient de frottement à l'interface chemise-garniture

Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de frottement à l'interface chemise-garniture ne modifie pas la déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-17). Ainsi, cette augmentation n'influe pas sur les comportements axial et radial de la bague.

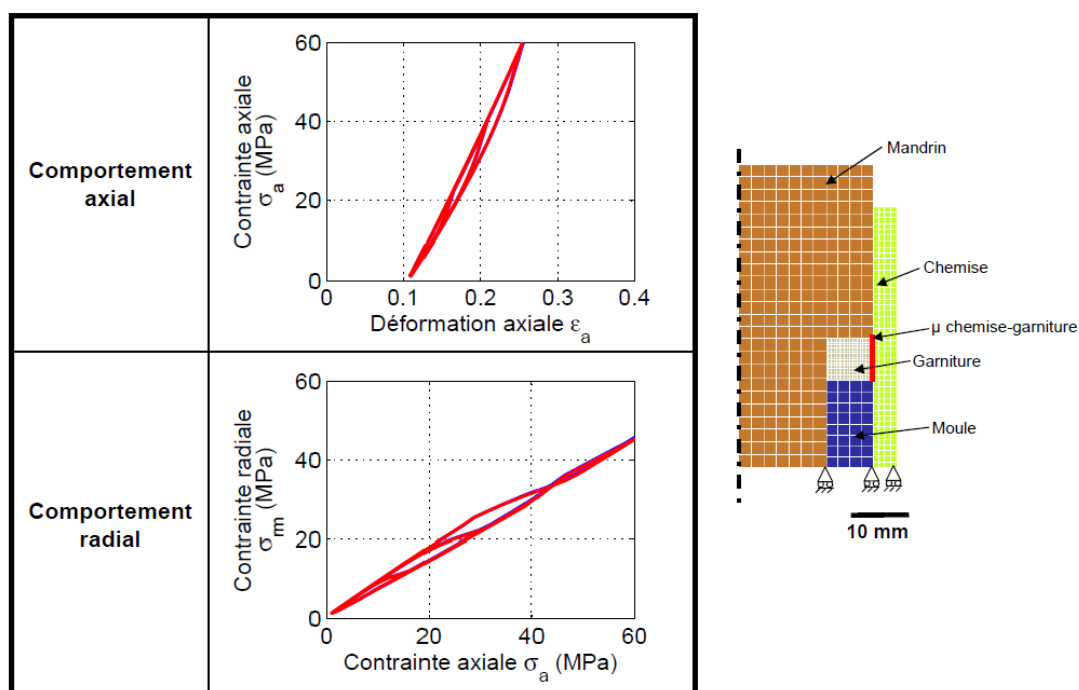


Figure A-17 : influence du frottement à l'interface chemise-garniture : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

### 3. Coefficient de frottement à l'interface moule-garniture

Sous le chargement axial imposé, l'augmentation du coefficient de frottement à l'interface moule-garniture ne modifié pas la déformation axiale et la contrainte radiale moyenne de la bague d'étanchéité (Figure A-18). Ainsi, cette augmentation n'influe pas sur les comportements axial et radial de la bague.

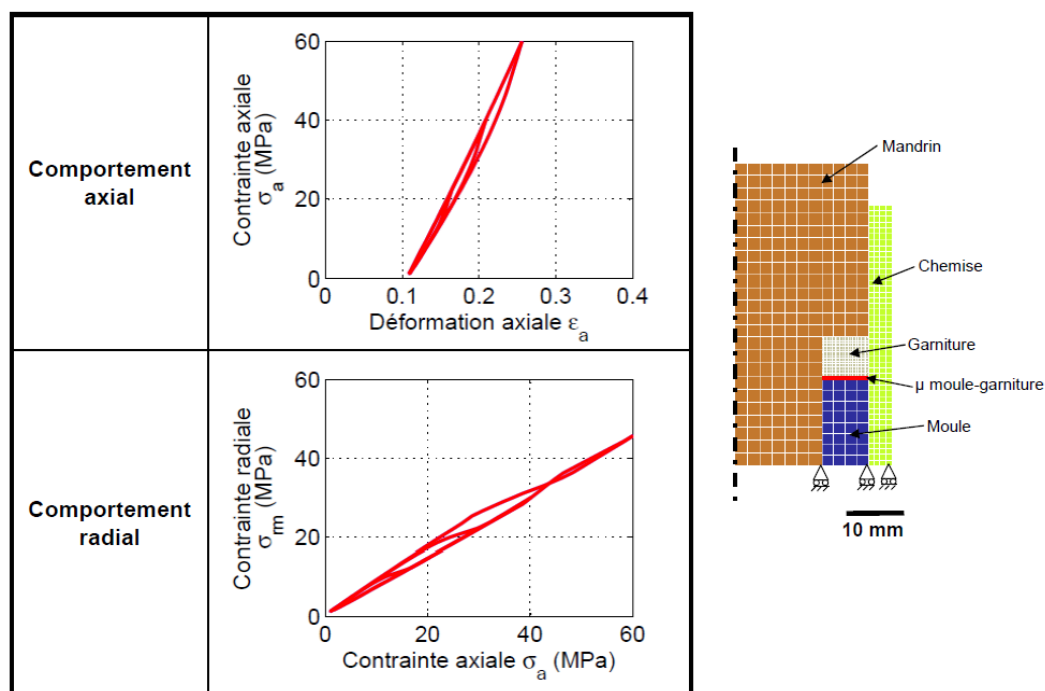


Figure A-18 : influence du frottement à l'interface moule-garniture : simulation de base (en bleu), nouvelle simulation (en rouge)

#### A.4.4.Synthèse

L'étude de sensibilité réalisée sur des paramètres matériaux (§ A.4.1 et § A.4.2) permet de déceler les paramètres d'ordre 1. Le Tableau A-6 résume la liste des paramètres étudiés et leurs variations relatives maximales de résultats numériques (déformation axiale et la contrainte radiale moyenne d'une garniture) par rapport aux résultats issus de la simulation de base lorsque chaque paramètre à étudier est augmenté de 20 %.

Modèles	Paramètres variés de + 20 %	Variation de déformation axiale	Variation de contrainte radiale moyenne
<b>Cam-clay modifié</b>	Porosité initiale $\Phi_0$ (sans dimension)	- 4 %	+ 5 %
	Module de cisaillement G (MPa)	- 1 %	- 2 %
	Coefficient de gonflement $k_g$ (sans dimension)	+ 4 %	- 7 %
	Coefficient de compressibilité $\lambda$ (sans dimension)	+ 7 %	- 8 %
	Résistance à la traction $p_{trac}$ (MPa)	+ 1 %	- 1 %
	Pente de la droite d'état critique M (sans dimension)	- 2 %	- 4 %
	Pression critique initiale $p_{cr0}$ (MPa)	- 8 %	+ 5 %
	Compressibilité initiale $K_{cam}$ (MPa)	- 5 %	+ 6 %
<b>élastique</b>	Module d'élasticité E (MPa)	- 9 %	+ 2 %
	Coefficient de Poisson $\nu$ (sans dimension)	- 37 %	+ 33 %

Tableau A-6 : récapitulatif des paramètres influant le comportement mécanique de la bague d'étanchéité en graphite expansé

Dans le cas du modèle de Cam-clay modifié, les paramètres matériaux influant les résultats numériques sont le coefficient de gonflement, le coefficient de compressibilité, la pression critique initiale et la compressibilité initiale. Dans le cas du modèle élastique, le coefficient de Poisson est le plus influant.

Par ailleurs, l'étude de sensibilité a démontré que le frottement aux différentes interfaces (§ A.4.3) n'influe pas les résultats numériques (déformation axiale et la contrainte radiale moyenne d'une garniture).

## A.5. Protocole de nettoyage

Afin d'obtenir un état initial équivalent de la tige de manière à interpréter les conditions de contact tige-garnitures (§ 3.3.2, Chapitre 3), le protocole de nettoyage suivant a été établi pour chaque essai à réaliser sur le banc HETRE :

- le nettoyage de la tige est réalisé initialement à l'aide d'un chiffon propre imbibé de l'acétone pour effacer la couche du troisième corps (principalement du graphite) collée sur la tige après un essai (Figure A-19).
- le nettoyage se poursuit par un chiffon propre imbibé de l'alcool (à 96 % de pureté) pour éliminer les résidus de l'acétone restés sur la tige.
- la qualité de nettoyage est vérifiée à l'aide d'une loupe binoculaire de manière à avoir un état initial équivalent de la tige pour chaque essai (Figure A-19).

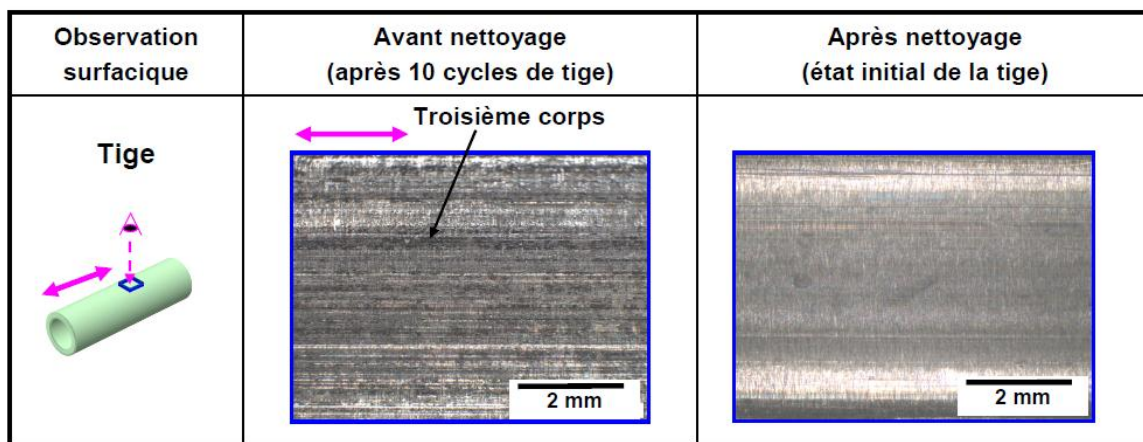


Figure A-19 : état de la tige avant et après le nettoyage

## A.6. Protocole de démontage

Afin de préserver les conditions de contact tige-garnitures reproduites au cours de l'essai sur le banc HETRE (Figure A-20(a)), la tige et les garnitures (bagues d'étanchéité et anneaux anti-extrusion) doivent être démontées après essai selon le protocole de démontage suivant :

- les capteurs de déplacement et le capteur de force sont initialement démontés.
- les garnitures sont desserrées (effort de serrage  $F_s$  égal à 0 en fin de desserrage). Après le desserrage, le fouloir est bloqué suivant la direction axiale pour éviter le mouvement relatif des garnitures pendant le démontage de la tige (Figure A-20(b)).
- la tige est démontée en la déplaçant à l'aide du vérin hydraulique (Figure A-20(b)).

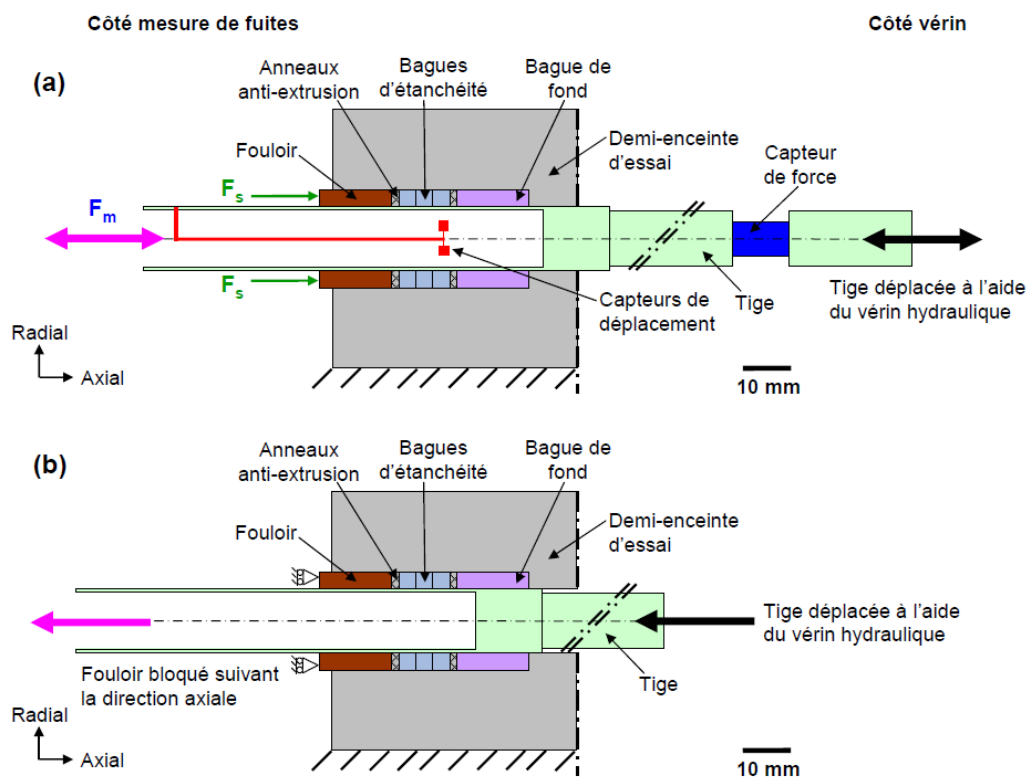


Figure A-20 : (a) essai sur le banc HETRE, (b) démontage de la tige

- le fouloir est démonté de l'enceinte d'essai avec précaution pour prélever des particules d'usure issues du contact tige-garnitures (Figure A-21). Ce prélèvement permet d'identifier le débit d'usure du circuit tribologique (§ 3.3.3, Chapitre 3).

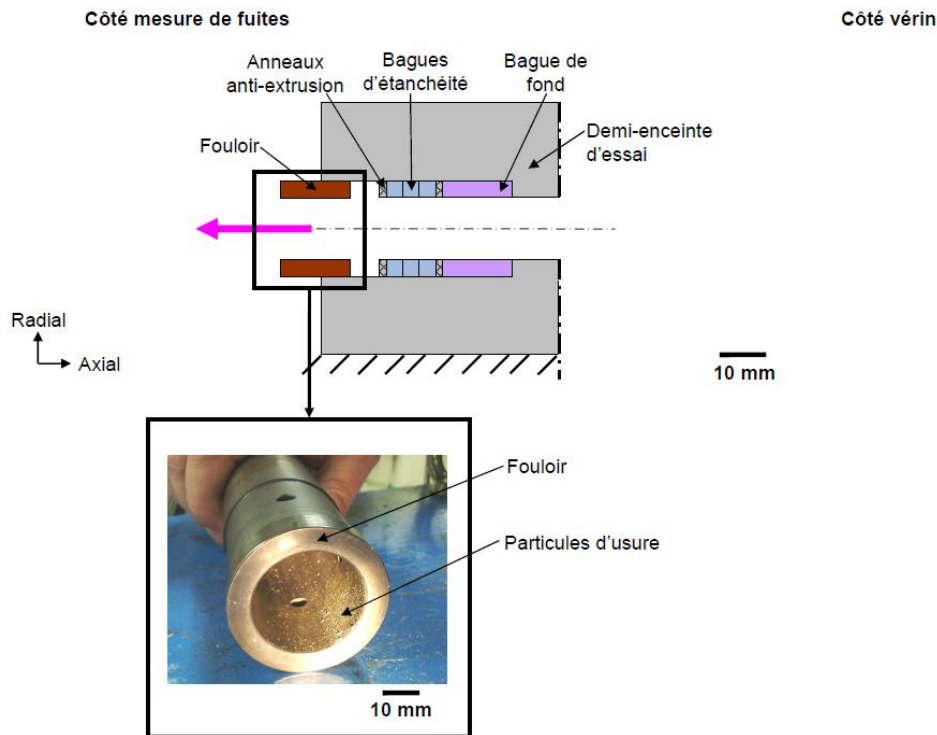


Figure A-21 : démontage du fouloir

- l'extracteur (conçu pour démonter les garnitures, Figure A-22) est placé délicatement dans le logement de l'enceinte d'essai sans toucher le diamètre intérieur des garnitures. Sous l'action de l'opérateur, les pions rétractables s'accrochent à la bague de fond.
- l'ensemble (extracteur, garnitures et bague de fond) sont démontées de l'enceinte d'essai à l'aide du vérin hydraulique (Figure A-22).

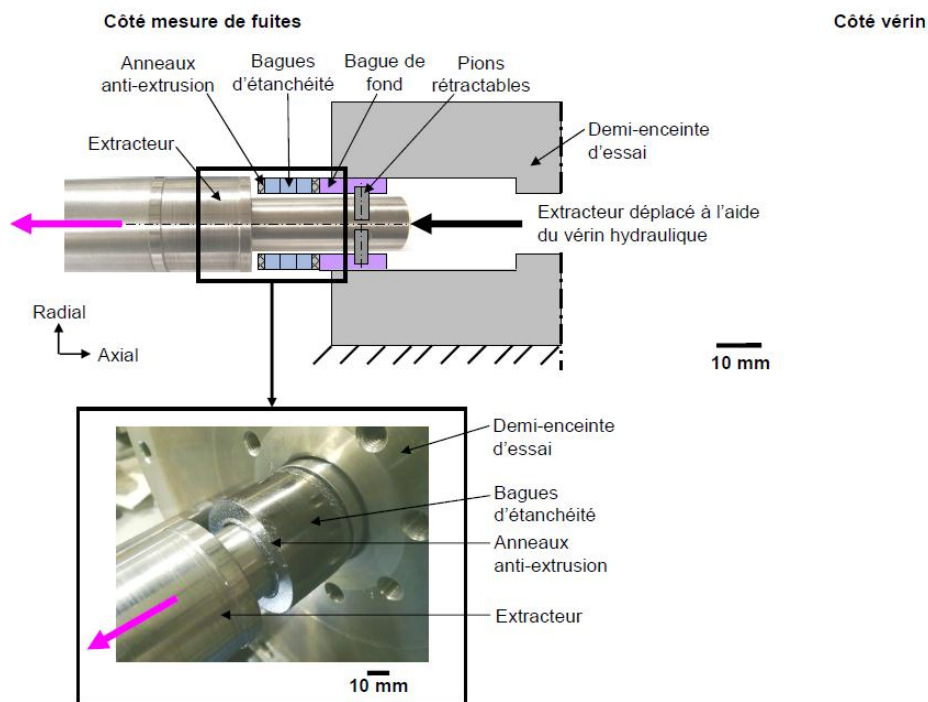


Figure A-22 : démontage des garnitures



## A.7. Validation du modèle numérique simulant des essais réalisés sur le banc HETRE

Avant de procéder à l'analyse des résultats, le modèle numérique (Figure 4-2(b), Chapitre 4) doit être validé vis-à-vis de son maillage car les résultats peuvent être influencés par la qualité de maillage. Par conséquent, une étude de convergence des résultats en maillage doit être réalisée afin d'obtenir des résultats précis avec un temps de calcul raisonnable. Le Tableau A-7 présente la description des différents maillages M1, M2 et M3 utilisés (Figure 4-2(b), Chapitre 4). Son maillage est raffiné en fonction de la plus petite taille des éléments dans les garnitures (Figure 4-2(c), Chapitre 4).

Maillages	Eléments	
	Nombre total sur l'ensemble du modèle	Taille dans les garnitures (mm)
M1	541	1,00 x 1,00
M2	771	0,50 x 0,50
M3	2891	0,25 x 0,25

Tableau A-7 : description des différents maillages M1, M2, M3

Dans cette étude, le critère de validation du modèle numérique est évalué en déterminant l'erreur relative des résultats numériques (l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  et la déformée radiale de la tige  $D_r$ ) entre les maillages M1, M2 et le maillage plus fin M3. Dans le cas de l'utilisation des deux modèles (modèle de Cam-clay modifié et modèle élastique), la qualité de maillage a une forte influence sur l'effort de manœuvre mais influe peu la déformée radiale de la tige (Tableau A-8).

Modèle de Cam-clay modifié	Erreur relative entre différents maillages	
	M1-M3 (%)	M2-M3 (%)
Effort de manœuvre	9	4
Déformée radiale de la tige	1	1
Modèle élastique	M1-M3 (%)	M2-M3 (%)
Effort de manœuvre	9	4
Déformée radiale de la tige	1	1

Tableau A-8 : erreur relative entre les maillages M1, M2 et le maillage plus fin M3

L'erreur relative pour le calcul de l'effort de manoeuvre varie de 9 % à 4 % pour le maillage M1 et le maillage M2 respectivement. Afin d'obtenir l'effort de manœuvre de la tige  $F_m$  le plus précise, le maillage M3 a été choisi pour réaliser des simulations numériques par la suite.

## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : HO

DATE de SOUTENANCE : 03 Octobre 2013

(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

Prénoms : Xiao Joe

TITRE : Analyse de la transmission des sollicitations tribologiques dans un presse-garnitures de robinet pour en maîtriser l'effort de manœuvre et l'étanchéité

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2013-ISAL-0105

Ecole doctorale : MEGA (Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique) de Lyon

Spécialité : Mécanique

#### RESUME :

Depuis plus de 150 ans, le presse-garnitures (ou presse-étoupes) est le moyen le plus simple de réaliser l'étanchéité d'un robinet tout en permettant le mouvement de la tige pour ouvrir/fermer le robinet. C'est aussi la principale cause de fuites sur un robinet. Malgré l'utilisation de garnitures en graphite expansé qui réduit de manière significative le nombre de fuites, des problèmes comme l'augmentation de l'effort de manœuvre de la tige y ont été aussi associés. L'amélioration de l'étanchéité tout en réduisant l'effort de manœuvre de la tige est constamment recherchée sur un presse-garnitures de robinet afin d'optimiser industriellement.

Pour atteindre cet objectif, le presse-garnitures est au cœur des études scientifiques et industrielles depuis 1957. Toutes les études identifiées dans la littérature ne permettent pas de maîtriser l'étanchéité et l'effort de manœuvre puisqu'elles ne prennent pas en compte le troisième corps présent dans le contact tige-garnitures lors des manœuvres de la tige. Les travaux de cette thèse proposent alors d'étudier le comportement tribologique du contact tige-garnitures. La démarche adoptée nécessite d'identifier les conditions de contact, ce qui est difficile par une instrumentation directe. Il faut donc reconstituer ces conditions par le couplage entre une approche expérimentale et une approche.

L'approche expérimentale est utilisée pour reproduire les conditions du contact tige-garnitures sur un banc d'essai simulant le fonctionnement d'un robinet à l'échelle 1:1. Afin d'améliorer la compréhension du comportement tribologique, des caractérisations tribologiques ont été réalisées sur la tige et les garnitures en graphite expansé après essai. Ainsi, elles ont permis de définir le circuit tribologique du contact tige-garnitures, qui contrôle à la fois l'étanchéité autour de la tige et l'effort de manœuvre. En effet, les débits du troisième corps contrôlent l'étanchéité tandis que le mécanisme d'accommodation de vitesse du troisième corps par cisaillement contrôle l'effort de manœuvre.

Afin de compléter l'analyse expérimentale précédente, une approche numérique a été utilisée par l'intermédiaire d'un modèle par éléments finis. Le modèle permet d'évaluer la qualité d'étanchéité d'un presse-garnitures, vis-à-vis de la pression du fluide à étancher. De plus, l'influence du frottement aux interfaces tige-garnitures et boîte-garnitures sur l'étanchéité et l'effort de manœuvre est mise en évidence par l'intermédiaire d'une étude de sensibilité.

Les travaux de cette thèse permettent l'appréciation de l'importance de prendre en compte l'influence du troisième corps dans un contact. Dans le cas d'un presse-garnitures, le troisième corps dans le contact tige-garnitures modifie des conditions de contact et celles-ci influent à leur tour l'étanchéité autour de la tige et l'effort de manœuvre.

MOTS-CLES : presse-garnitures, robinet, graphite expansé, effort de manœuvre, étanchéité, tribologie, troisième corps, expérimentation, éléments finis

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures UMR INSA-CNRS 5259

Directeur de thèse: D.R. Y. BERTHIER

Dr. M. BUSQUET

Dr. A. SAULOT

Président de jury :

Composition du jury : D.R. Y. BERTHIER

Dr. M. BUSQUET

Pr. A. ELEOD (Rapporteur)

Dr. D. HERSANT

Pr. G. MONTEIL

Dr. A. SAULOT

Pr. Emérite A.A. TORRANCE (Invité)

Pr. H. ZAIDI (Rapporteur)