THESE

Pour l'obtention du Grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS

(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)
(Diplôme National - Arrêté du 25 mai 2016)

École Doctorale : Sciences et ingénierie des matériaux, mécanique, énergétique

Secteur de Recherche : Mécanique des solides, des matériaux, des structures et des surfaces

Présentée par :

Abdelhak AZZI

****

Étude théorique et expérimentale des systèmes d'étanchéité par joints pneumatiques

****

Directeur de Thèse : Aurelian FATU
Co directeur : Dominique SOUCHET

****

Soutenue le 27 Février 2019

Devant la Commission d'Examen

****

JURY

Benyebka BOU-SAÏD, Professeur, INSA Lyon	Rapporteur
François ROBBE-VALLOIRE, Professeur, Supmeca Paris	Rapporteur
Joseph ABSI, Professeur, Université de Limoges	Examinateur
Abdelghani MAOUI, Docteur, Ingénieur de recherche Cetim	Examinateur
Dominique SOUCHET, Professeur, Université de Poitiers	Examinateur
Aurelian FATU, Professeur, Université de Poitiers	Examinateur
Noël BRUNETIERE, Directeur de recherche CNRS, Université de Poitiers	Président

Nomenclature *6*

Introduction générale *11*

Chapitre I-Étude Bibliographique *16*

I.1 Introduction aux systèmes d'étanchéité pneumatiques *16*

I.1.1 Introduction **16**

I.1.2 Vérins pneumatiques **18**

I.1.3-Types de vérins pneumatiques en mouvement linéaire alternatif **19**

I.1.4-Fonctionnement d'un vérin pneumatique **20**

I.1.5 Joints de vérin pneumatique en mouvement linaire alternatif **21**

I.1.6 Mécanisme d'étanchéité **22**

I.1.6-1. Joints de tige 24

I.1.6.2 Joints de piston pneumatique 24

I.1.7 Comportement de la graisse dans la zone d'étanchéité **26**

I.1.8 Conceptions de joints élastomères **27**

I.1.9 Considérations matérielles **28**

I.2 Études expérimentales *29*

I.2.1 Introduction **29**

I.2.2 Mesure de la fuite du lubrifiant **30**

I.2.2.1 Mesure de la fuite par pesée 30

I.2.2.2 Mesure du débit de lubrifiant 31

I.2.2.3 Mesure de l'épaisseur du film lubrifiant 31

I.2.3 Mesure de la pression de contact **37**

I.2.4 Mesure de la force de frottement **38**

I.2.5 Conclusion **51**

I.3 Études théoriques *52*

I.3.1 Introduction **52**

1.3.2 Lubrification hydrodynamique des surfaces rugueuses **52**

1.3.2.1- Introduction aux régimes de lubrification 52

1.3.2.2 Caractérisation des surfaces rugueuses 53

1.3.3 Études Numériques 53
1.3.3.1 Introduction 53
1.3.3.2 La méthode indirecte (inverse) 53
1.3.3.3 La méthode directe 55
1.3.4 Conclusion 64
I.4 Rhéologie de la graisse 65
I.4.1 Introduction 65
I.4.2 Lubrification à la graisse 65
I.4.3 Rhéologie de la graisse 66
I.4.3.1 Propriétés de la graisse 66
I.4.3.2 Modèles rhéologiques 68
I.4.4 Mesures des caractéristiques rhéologiques des fluides 75
I.4.5 Conclusion 80
Chapitre II-Étude expérimentale 81
II.1 Introduction 81
II.2 Présentation du dispositif expérimental 81
II.2.1 Pilotage du banc d'essais 87
II.2.1.1 Contrôle de la pression 88
II.2.1.2 Contrôle du mouvement 89
II.2.2 Instrumentation 91
II.2.2.1 Mesure de la pression 91
II.2.2.2 Mesure de l'effort 91
II.2.3 Circuit pneumatique 91
II.3 Équipements 92
II.3.1 Description du vérin industriel 92
II.3.2 Caractérisation des joints 93
II.3.2.1 Caractérisation géométrique 95
II.3.3 Caractérisation mécanique des joints 97
II.3.3.1 Mesure de la microdureté (IRHD) 97
II.3.3.2 Essais de traction et de compression sur les joints 99
II.3.4 Caractérisation de l'état de surface 103
II.3.4.1 Caractérisation métrologique du cylindre 103

II.3.4.2 Caractérisation métrologique de la tige 105
II.3.4.3 État de surface du joint 107
II.3.5 Mesure de la charge radiale du joint de piston 109
II.3.5.1 Définition 110
II.3.5.2 Description du dispositif de mesure de charge 110
II.3.5.3 Protocole de mesure 111
II.3.5.4 Résultats de mesure 111
II.3.6 Caractérisation rhéologique de la graisse 112
II.4 Détermination de la force de frottement 114
II.5 Conditions des essais de frottement 116
II.6 Résultats des essais de frottement 118
II.6.1 Effets de la pression d'air 118
II.6.2 Effets de la vitesse 121
II.6.3 Effets du diamètre 122
II.6.4 Effets du design 125
II.6.5 Caractéristiques du frottement dynamique 130
II.7 Paramètres impactant les mesures 132
II.7.1 Mesures et fluctuations de la pression d'alimentation 132
II.7.2 Pertinence du capteur de force 133
II.8 Visualisation de l'écoulement de la graisse 133
II.9 Conclusion 141
Chapitre III-Étude numérique 143
III.1 Introduction 143
III.2 Loi rhéologique 143
III.3 Modélisation du contact entre les aspérités 145
III.4 Calcul de structure 148
III.4.1 Géométrie de l'assemblage 148
III.4.2 Loi de comportement 149
III.4.3 Mise en position (montage) du joint 151

III.5 Modélisation de l'interface lubrifiée 154

III.5.1 Théorie de la lubrification hydrodynamique 154

III.5.2 Caractéristiques du contact lubrifié 158

III.5.2.1 Force de frottement 158

III.5.2.2 Débit de fuite 159

III.5.2.3 La charge 159

III.5.2.4 Coefficient de frottement 159

III.5.3 Formulation de l'élément de l'interface hydrodynamique 160

III.5.4 Procédure de calcul 162

III.6 Validation Numérique du modèle 165

III.7 Validation expérimentale du modèle 167

III.7.1 Conditions de simulation 167

III.7.2 Résultats de simulation 170

III.7.2.1 Influence des conditions d'alimentation pour une pression de cylindre nulle 170

III.7.2.2 Simulation pour une pression pneumatique de 1bar 185

III.8 Conclusion 193

Conclusions générales 194

Contributions originales 195

Perspectives 196

Références 198

Nomenclature

Δd	Interférence [mm]
σ_0	Contrainte de serrage [MPa]
ΔP	Gradient de pression maximal [MPa/mm]
μ	Viscosité dynamique [MPa.s]
b	Largeur du contact, [mm]
U	Vitesse de glissement axiale [mm/s]
h	Épaisseur du film [µm]
Fr	Force de serrage [N]
WL	Charge linéaire [N/mm]
$Pmax$	Pression maximale [MPa]
F_L	Force mesurée par le capteur de force [N]
F_r	Force de frottement [N]
γ	Accélération [mm/s^2]
σ, R_q	L'écart type de la surface équivalente des deux surfaces rugueuses antagoniste [µm]
t	Temps [s]
x, y	Coordonnées cartésiennes, [mm]
U_1, U_2	Vitesse suivant la direction x et y, respectivement [mm/s]
γ	Paramètre d'orientation
$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement [s^{-1}]
$\partial u/\partial y$	Taux de cisaillement [s^{-1}]
μ_{eff}	Viscosité effective [MPa.s^{-1}]
τ	Contrainte de cisaillement [MPa]
α, n	Exposant
μ_0	Viscosité à taux de cisaillement faible [MPa.s]

μ_∞	Viscosité à taux de cisaillement élevé [MPa]
$\mathbf{K}$	Consistance [MPa.s^{-1}]
$\boldsymbol{\tau_0}$	Contrainte seuil [MPa]
$\mathbf{m}$	Paramètre de Papanastasious
$\mathbf{G}$	Module dynamique [MPa.s]
$\mathbf{G'}$	Composante élastique [MPa.s]
$\mathbf{G''}$	Module visqueux [MPa.s]
$\vec{\mathbf{F}}$	Forces agissant sur le vérin pneumatique [N]
P_1,P_2	Pression absolue en amont et en aval du piston [bar]
S_1,S_2	Section du piston en amont et en aval [mm²]
$\mathbf{S_3}$	Section de la tige [mm²]
$\mathbf{F_f}$	Force de frottement mesurée [N]
$\mathbf{F_{cf}}$	Force mesurée par le capteur de force [N]
$\mathbf{m\gamma}$	Force d'inertie [N]
$\boldsymbol{\gamma}$	Accélération du système [mm/s]
$\mathbf{m}$	Masse des pièces en mouvement (piston, tige,…) [Kg])
$\mathbf{F_{jt}}$	Force de frottement des joints de tige [N]
$\mathbf{F_{bgt}}$	Force de frottement des bagues de guidage de tige [N]
$\mathbf{F_{jp}}$	Force de frottement des joints de piston [N]
$\mathbf{F_{bgp}}$	**F**orce de frottement des bagues de guidage du piston [N]
μ_0	Viscosité seuil (à faible taux de cisaillement)[MPa.s]
μ_∞	Viscosité de l'huile de base (à taux de cisaillement élevé) [MPa.s]
$\boldsymbol{\tau_0}$	Contrainte seuil [MPa]
$\mathbf{K}$	Consistance [MPa.s]

$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement [s^{-1}]
n	Indice de l'écoulement
P^s, Pc	Pression de contact [MPa]
P, Ph	Pression hydrodynamique [MPa]
P_{mixt}	Pression maximal de contact limite entre le régime mixte et hydrodynamique [MPa]
h_{mixt}	Épaisseur du film limite entre le régime mixte et hydrodynamique [mm]
σ_{joint}	Rugosité du joint [µm]
$\sigma_{int,joint}$:	Rugosité initiale du joint [µm]
$\sigma_{cylindre}$:	Rugosité du cylindre [µm]
σ_{Eq}	Rugosité équivalente de la surface du joint et du cylindre [µm]
D-int	Diamètre intérieur [mm]
L	Largeur de la gorge
w	Densité d'énergie de déformation [MPa]
C_{10}, C_{01}:	Paramètres du modèle hyperélastique [MPa]
k	Module de compressibilité [MPa]
I_1, I_2	Premier et second invariant du tenseur de Cauchy-Green
$\bar{\lambda}_i$	L'élongation principale déviatorique
λ_i	Élongation principales
J	Rapport du volume total
J_{el}	Rapport du volume élastique
E	Module de Young [MPa]
J_0, J_1 et G	Fonctions dépendent de la viscosité et de l'épaisseur du film
x, y	Coordonnées cartésiennes, [mm]

ϕ_x, ϕ_y	Facteurs de pression suivant la direction x et y, respectivement
ϕ_s	Facteur de cisaillement
ρ_m	Masse volumique du mélange (air et lubrifiant) [Kg/m^3]
ρ	Masse volumique du lubrifiant [Kg/m^3]
r	Remplissage [µm]
D	Variable universelle
F	Fonction index (drapeau)
P_{ref}	Pression de référence [MPa]
P_{cav}	Pression de cavitation [MPa]
P_{ext}	Pression extérieure [MPa]
F^t	Force de frottement totale [N]
F^h	Force de frottement hydrodynamique [N]
F^s	Force de frottement de contact [N]
μ^s	Coefficient de frottement statique
d	Diamètre du cylindre (arbre) [mm]
τ_h	Contrainte de cisaillement visqueuse [MPa]
Φ_{fp}, Φ_f et Φ_{fs}	Facteurs de correction de la contrainte de cisaillement
W^t	Charge totale [N]
W^s	Charge due au contact entre aspérités [N]
W^h	Charge hydrodynamique [N]
μ^t	Coefficient de frottement total
φ	Débit de fuite [mm^3/s]
$[K^h]$	Matrice de rigidité de l'élément hydrodynamique [N/mm]

$[\mathbf{F^h}]$	Vecteur de force nodale de l'élément hydrodynamique [N]
$[\mathbf{K_f}]$	Matrice fluide [mm^3/N.s]
$\{\mathbf{P}\}$	Vecteur de la pression hydrodynamique [MPa]
$\{\mathbf{B}\}$	Seconde membre de l'équation de Reynolds Généralisée [mm/s]
$[\mathbf{S}]$	Matrice de surface associée à l'élément hydrodynamique [mm^2]
$\mathbf{R}$	Rayon du cylindre (arbre) [mm]
$\mathbf{v}$	Déplacement nodal axial [mm]
$\mathbf{u}$	Déplacement nodal radial [mm]
$\tilde{\mathbf{u}}$	Vecteur de déplacement nodal [mm]

Introduction générale

Dans l'industrie, la plupart des systèmes mécaniques possèdent des jeux fonctionnels entre les pièces. Ces jeux créent un passage par lequel peut s'échapper le fluide lubrifiant (graisse, huile,...) ou le fluide de puissance (huile, air,...). Pour cela, le recours à des solutions d'étanchéité est recommandé. Les joints jouent ce rôle ; leur fonction soit statique soit dynamique est d'empêcher la perte de puissance et du fluide lubrifiant et/ou la rentrée de contaminants dans le système. Dans le cas où un système comporte un ou plusieurs joints à fonctions similaires ou distinctes, on l'appelle dispositif d'étanchéité. La fonction d'étanchéité doit être fiable et efficace dans le temps, adéquate avec l'environnement et aux différentes contraintes de fonctionnement (serrage, pression du fluide, etc.). La durée de vie d'une étanchéité dépend de plusieurs paramètres, tels que les conditions de fonctionnement, l'état de surface, la nature du matériau des pièces, etc. Elle ne sera conforme aux exigences que si ces paramètres sont pris en compte à partir de la conception à la fabrication jusqu'au montage et à l'utilisation.

L'étanchéité dynamique est présente dans la plupart des systèmes mécaniques contenant des composants en mouvement relatif l'un par rapport à l'autre. Le mouvement relatif entre les pièces peut être une rotation ou une translation. Parmi les applications les plus répandues où l'on rencontre l'étanchéité en translation, on retrouve les vérins pneumatiques et hydrauliques ainsi que d'autres systèmes de transmissions. En fonction de l'environnement des conditions de fonctionnement (vitesses relatives des surfaces, nature du fluide de puissance, puissance à véhiculer, etc.) on utilise soit des vérins pneumatiques soit des vérins hydrauliques.

Cette étude sera concentrée sur les vérins pneumatiques lubrifiés avec de la graisse, mais la plupart des méthodes proposées et les résultats obtenus dans certains cas peuvent être applicables sur les vérins hydrauliques.

Les vérins pneumatiques sont des éléments fondamentaux dans l'automatisation de l'usine et sont utilisés dans de nombreux appareils industriels, et ce, grâce à des avantages comme : le faible coût, l'entretien facile, la propreté et la facilité du montage ainsi que la présence de l'air comprimé dans presque chaque installation industrielle. Les vérins pneumatiques sont devenus compétitifs dans de nombreuses applications telles que le contrôle de mouvement, les dispositifs de levage, la robotique ainsi que dans différents procédés industriels.

Les vérins pneumatiques sont les dispositifs utilisés pour convertir l'énergie de pression de l'air comprimé en énergie mécanique pour effectuer un travail utile. En d'autres termes, les vérins pneumatiques sont utilisés pour créer un déplacement par le mouvement du piston. L'air sous pression provenant du compresseur est fourni au vérin pneumatique pour effectuer un travail. Les vérins pneumatiques sont constitués de deux types d'étanchéité, statique et dynamique. L'étanchéité statique est présente entre les pièces statiques, elle est assurée généralement par des

joints toriques ou plats. L'étanchéité dynamique se trouve sur deux niveaux, tige et piston. L'étanchéité au niveau de la tige est garantie par les joints dits « de tige » qui ont pour rôle de minimiser voire d'éliminer les fuites d'air vers l'environnement, ainsi que d'empêcher l'entrée des contaminants à l'intérieur du vérin. L'étanchéité du piston est maintenue par des joints dits « de piston » qui ont pour rôle d'assurer une séparation étanche des deux chambres du vérin autrement dit, d'empêcher le passage d'air d'une chambre vers l'autre. Les deux étanchéités, de tige et de piston, sont nécessaires pour maintenir la puissance du vérin lors du fonctionnement.

Le choix d'une solution ou d'une conception d'étanchéité de tige ou de piston d'un vérin pneumatique est défini en fonction de l'ensemble des paramètres de fonctionnement du système de vérin. Ce dernier est donné généralement sous forme d'un cahier des charges. Les paramètres de fonctionnement les plus influents sont les conditions de service (pression, vitesse et température), l'environnement de travail, le type d'application et la nature du fluide de puissance.

La durée de vie des étanchéités dynamiques des vérins pneumatiques dépend fortement des conditions de lubrification de ces étanchéités. Il existe deux méthodes principales de lubrification des vérins pneumatiques. La première consiste à utiliser un brouillard d'huile comme fluide pneumatique permettant ainsi d'assurer la lubrification des surfaces de contact dynamique des joints. Cette méthode est moins recommandée car elle nécessite un système de récupération et de filtration de la fuite afin de protéger l'air environnant.

La seconde méthode de lubrification est un graissage permanent des joints dynamiques avant montage des vérins. Ce graissage est susceptible d'assurer la lubrification des joints le long de leur durée de vie.

La graisse, de par ses propriétés rhéologiques (adhérence et fluide visqueux à seuil), permet la formation de zones de rétention de graisse, généralement sous forme de couronne autour du joint. Cette couronne joue principalement le rôle d'un réservoir de lubrifiant permettant la réalimentation des zones de contact du joint. Le choix de la graisse est le plus souvent déterminé en fonction de la vitesse, des conditions de température et d'environnement.

Dans le but de réduire les pertes d'énergie par frottement, réduire l'usure des surfaces, réduire les fuites, etc., un film lubrifiant devrait séparer en permanence les éléments en mouvement relatif. On parle alors de lubrification hydrodynamique à film complet. Malheureusement, tel n'est pas toujours le cas, notamment lors du début et de la fin de course du vérin, mais aussi lorsque les conditions de fonctionnement s'écartent significativement des conditions optimales. Dans de tels cas, des zones de contact entre la tige ou le cylindre et le joint apparaissent. Lorsque la partie lubrifiée du contact reste prépondérante par rapport aux zones de contact, nous considérons que le joint fonctionne en conditions de lubrification mixte. Lorsque le film fluide sépare totalement

les deux surfaces, on parle de régime de lubrification hydrodynamique. Ces deux derniers régimes correspondent aux conditions rencontrées dans ces travaux.

Les conditions pouvant conduire à une lubrification mixte sont diverses, tout comme les phénomènes induits par ces conditions. L'exemple le plus habituel est au démarrage du vérin mais aussi en début et en fin de course du vérin. Dans ces cas, quelques secondes, ou moins, suffisent pour que le joint traverse ce régime de lubrification incomplète, avant d'atteindre le régime hydrodynamique complet. On rencontre ici des phénomènes de frottement sec, d'écrasement fluide, de fort cisaillement, de stick slip, de contact et de lubrification, tous influencés par d'importants effets transitoires. Ces phénomènes sont rencontrés lors des phases d'accélération et décélération du vérin et au démarrage. Cependant, la lubrification mixte peut survenir aussi en régime établi. C'est le cas lorsque les joints sont soumis à des pressions importantes, qui ne peuvent pas être compensées par l'effet hydrodynamique. Dans ces conditions, le contact apparaît, souvent suivi par des taux de cisaillement importants, conduisant à l'usure du joint, à la destruction de la graisse et peut-être à des élévations de température. Lorsque la sévérité du contact reste faible, un lent processus d'usure apparaît, entraînant la modification de la rugosité des surfaces (marquée par le lissage des aspérités), et éventuellement le rétablissement d'un film lubrifiant quasi-complet.

La recherche sur la lubrification mixte dans les joints pneumatiques lubrifiés avec de la graisse a comme objectif de définir les facteurs conduisant à ces phénomènes non désirés, d'évaluer les caractéristiques d'étanchéité des joints pneumatiques fonctionnant dans ce régime et de prédire ces effets non réversibles.

L'intérêt final est, bien évidemment, de prolonger la durée de vie et de réduire le coût de ces systèmes, mais aussi d'évaluer les risques auxquels les joints sont exposés lors du passage dans ce régime. Cela permettra de les employer dans une large gamme d'applications industrielles.

La recherche sur les joints pneumatiques est axée sur des essais expérimentaux au détriment des études numériques. Ce fait s'explique par la difficulté de simuler le comportement rhéologique de la graisse dans la zone de lubrification, l'interaction entre les aspérités, le comportement non linéaire du matériau, etc. De plus, le nombre de paramètres d'entrée de la simulation est très élevé et la difficulté d'évaluer chaque paramètre est très importante (demande de moyens et de temps).

L'étude expérimentale n'est pas moins affectée par le très grand nombre de facteurs influents sur les essais et les résultats des essais. Parmi les plus importants facteurs, on trouve les déformations locales (dues aux pressions de contact et hydrodynamique), la difficulté de prélever des données expérimentales entre des surfaces séparées par des films d'épaisseur de l'ordre du

micromètre, la difficulté d'évaluer le comportement rhéologique de la graisse à ce niveau d'épaisseur, des taux de cisaillement élevés et la mesure de la fuite (d'air ou du lubrifiant).

Prenant en compte ces considérations, nous avons procédé à l'étude de notre sujet avec deux voies, l'une étant complémentaire de l'autre. La première voie consiste à l'étude expérimentale d'un vérin pneumatique industriel et des joints pneumatiques de différentes conceptions (diamètre et section transversale) dans différentes conditions de fonctionnement (pression et vitesse). Cette étude nous permettra d'évaluer les caractéristiques d'étanchéité de ces systèmes pneumatiques dans différentes conditions de fonctionnement ainsi qu'elle nous permettra de valider les résultats de la deuxième partie d'étude. La deuxième étude est consacrée au développement d'un modèle de lubrification Elastohydrodynamique qui prend en compte l'état de surface, la conception des joints, la nature du lubrifiant ainsi que la rupture et la réformation du film.

Ce travail de thèse a abouti à un mémoire qui se compose de trois chapitres. Dans chaque chapitre nous décrirons une partie du travail de la thèse.

Le premier chapitre est divisé en quatre parties. La première partie présente une introduction sur l'étanchéité dynamique en mouvement alternatif dans les systèmes d'étanchéité pneumatiques ainsi que le mécanisme d'étanchéité avec de la graisse. La deuxième partie décrit l'état actuel de la recherche expérimentale, qui mettra en évidence le contexte scientifique qui justifie les objectifs de la thèse. Au cours de cette partie, nous allons exposer l'ensemble des techniques utilisées pour mesurer la fuite, l'épaisseur du film, la distribution des contraintes dans le contact et la force de frottement, ainsi que l'influence des conditions de fonctionnement, des conditions tribologiques, des conditions géométriques et de lubrification sur les caractéristiques de l'étanchéité des joints. La troisième partie résume l'ensemble des avancées réalisées dans le développement de la modélisation numérique de la lubrification hydrodynamique mixte des joints en élastomère, particulièrement la modélisation de l'écoulement entre deux surfaces rugueuses et les méthodes de résolution des problèmes ElastoHydrodynamiques sur les joints en élastomère. La dernière partie met l'accent sur la lubrification avec de la graisse, la rhéologie de celle-ci et les études réalisées dans ce contexte.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation du banc d'essais, avec la description des matériels utilisés au cours des essais ainsi que les conditions d'essais et la formulation utilisée pour déduire la force de frottement à partir de la force totale mesurée par le capteur de force. Une analyse détaillée des effets des conditions de fonctionnement, de la conception des joints (diamètre et section transversale) sur la force de frottement a été abordée. Les paramètres impactant les mesures expérimentales ont été illustrées. On termine ce chapitre par les

visualisations de l'écoulement de la graisse au niveau de la zone d'étanchéité ainsi que l'état du vérin au cours du mouvement et après les essais.

Le troisième chapitre, a pour vocation de présenter le modèle numérique retenu dans cette étude ainsi que les améliorations apportées à ce modèle pour répondre à notre problématique. On définit tout d'abord la loi rhéologique du comportement de la graisse utilisée. Puis, on illustre les procédures d'évaluation des paramètres de contact. Par la suite, on aborde la mécanique des structures, c'est à dire la modélisation des joints et la procédure d'identification des paramètres de la loi de comportement à partir des données expérimentales, puis le calcul de la mise en service du joint. La description du modèle est présentée avec la description des équations, la méthode de couplage fluide-solide et la formulation de l'élément hydrodynamique, ainsi que la procédure de calcul utilisée. Enfin, les résultats des calculs du modèle numérique sont confrontés à des résultats numériques présents dans la littérature et les résultats expérimentaux obtenus par les essais réalisés dans cette thèse.

Le mémoire est finalisé avec un dernier chapitre présentant les conclusions générales ainsi que les nombreuses perspectives de cette étude.

Chapitre I-Étude Bibliographique

I.1 Introduction aux systèmes d'étanchéité pneumatiques

I.1.1 Introduction

Dans les systèmes mécaniques, il existe toujours des jeux entre les pièces qu'ils soient dimensionnels ou non. Ces jeux sont des passages par lesquels peut s'échapper le fluide lubrifiant (graisse) ou le fluide de puissance (huile, air). Pour éviter ces fuites, le recours à des solutions d'étanchéité est recommandé. Les joints, statique ou dynamique, empêchent la perte de puissance, la perte du fluide lubrifiant ou la rentrée de contaminants. Dans le cas où un système comporte un ou plusieurs joints à fonctions similaires ou distinctes, on l'appelle dispositif d'étanchéité. Cette étanchéité doit satisfaire différentes contraintes, dont les détails seront approfondis. La fonction d'étanchéité doit être fiable et efficace dans le temps et adéquate avec l'environnement. La durée de vie d'une étanchéité dépend de plusieurs paramètres. Elle ne sera conforme aux exigences que si ces paramètres sont pris en compte à partir de la conception, la fabrication, le montage et à l'utilisation.

La grande diversité des applications, dans tous les domaines industriels, des plus simples aux plus innovants, que ce soit pour un usage courant ou pour une application ciblée, nécessite la conception de joints et de systèmes d'étanchéité de plus en plus performants. Les vérins pneumatiques sont des éléments fondamentaux dans de nombreux appareils industriels, et ce, grâce à des avantages comme : le faible coût, l'entretien facile, la propreté et la facilité de montage. De plus, l'air comprimé est disponible dans presque chaque installation industrielle. Les vérins pneumatiques sont devenus compétitifs dans de nombreuses applications telles que le contrôle de mouvement, les dispositifs de levage, la robotique, les procédés industriels et ceci notamment dans l'industrie alimentaire et pharmaceutique.

Cependant, un dysfonctionnement d'étanchéité en raison de conditions de lubrification incorrectes, d'un mauvais choix de matériaux d'étanchéité, ou de la géométrie, conduit à des performances plus faibles du système. Inversement, une meilleure connaissance des caractéristiques de frottement des joints pneumatiques permettra la réduction des forces de frottement et améliorera le rendement, ainsi que l'efficacité des systèmes pneumatiques. Elle prolongera leur durée de vie, ce qui permettra de les employer dans une large gamme d'applications industrielles.

Pour atteindre ces objectifs, une connaissance approfondie et une description des caractéristiques de chaque composant pneumatique sont essentielles. Dans cette partie nous allons traiter les différents types d'étanchéité existants et les éléments essentiels qui assurent leurs fonctionnement.

Nous ne prétendons pas explorer l'intégralité de ce vaste sujet d'une façon exhaustive. Bien que nous présentions la majorité des types d'étanchéité et les composantes associées, nous allons insister sur les étanchéités pneumatiques en mouvement de translation linaire alternatif.

De manière générale, on distingue deux types d'étanchéité :

- **Étanchéité statique** : elle a pour rôle d'assurer l'étanchéité entre deux pièces fixes. Cette étanchéité est réalisée par la compression d'une pièce en matériau souple entre deux pièces rigides fixes l'une par rapport à l'autre.
- **Étanchéité dynamique** : elle doit assurer l'étanchéité entre deux pièces rigides en mouvement l'une par rapport à l'autre. Elle est réalisée par la compression d'une pièce souple entre les deux pièces en mouvement relatif.

Suivant la nature du mouvement on distingue :

1. **Étanchéité en mouvement linéaire alternatif** : il s'agit principalement des actionneurs, des vérins qui doivent permettre le positionnement ou la transmission de puissance.

De son côté l'étanchéité linéaire peut se diviser en deux familles. Suivant la nature du fluide d'entraînement, on distingue les étanchéités pneumatiques et les étanchéités hydrauliques. Dans le cas des étanchéités pneumatiques nous avons deux catégories, les étanchéités de distribution et de vérins. Dans notre d'étude on ne s'intéresse qu'aux joints de tige et de piston pour des applications pneumatiques (Figure 1).

2. **Étanchéité en rotation ou oscillation :** elle permet d'assurer l'étanchéité d'un arbre tournant par rapport à un point fixe.

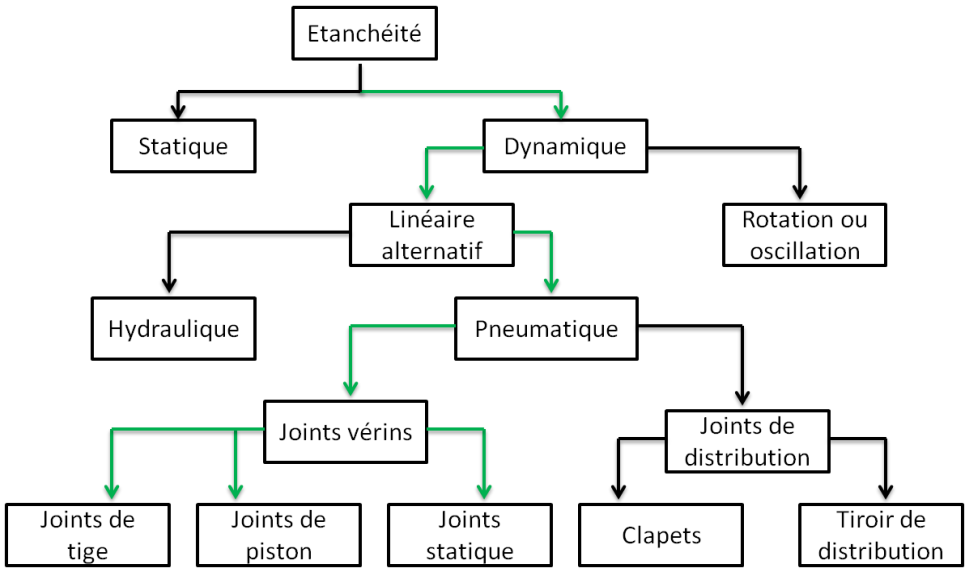


Figure 1 : Schéma illustrant l'étanchéité dynamique des systèmes pneumatiques en mouvement alternatif

I.1.2 Vérins pneumatiques

Les actionneurs pneumatiques sont des dispositifs utilisés pour convertir la pression de l'air comprimé en énergie mécanique. En d'autres termes, les actionneurs sont utilisés pour créer un déplacement par le mouvement du piston. L'air sous pression provenant du compresseur est fourni à l'actionneur pneumatique pour effectuer le travail.



Figure 2 : Mode de fonctionnement d'un vérin pneumatique

Le vérin pneumatique est un dispositif simple et efficace conçu pour fournir une poussée linéaire ou des mouvements linéaires avec une rapidité de réponse élevée. Les pertes par frottement sont faibles, dépassant rarement 5 % [11] de la force maximale fournie avec un cylindre en bon état. Il est particulièrement approprié pour des applications à usage unique et/ou lorsqu'un mouvement rapide est requis. Les vérins pneumatiques peuvent également être utilisés dans des conditions qui empêchent l'utilisation de vérins hydrauliques (température élevée, conditions d'hygiène, vitesse élevée, absence de circuit de lubrification… etc.). Leur principale limitation est liée à la compressibilité de l'air qui les rend impropres à certaines applications où des forces absolument stables sont exigées ou lorsqu'une extrême précision de position est nécessaire. Les vérins pneumatiques sont également intrinsèquement limités en puissance de poussée par la pression d'alimentation relativement faible. Ainsi, la production de forces de sortie élevées ne peut être obtenue que par une grande taille des cylindres. Le tableau ci-dessous résume une analyse comparative entre les vérins hydrauliques et pneumatiques.

	Avantages	Inconvénients
Énergie Hydraulique	- Forces de transmission élevées. - Souplesse d'utilisation dans de nombreuses applications. - Incompressibilité de l'huile qui permet d'avoir une bonne régulation de la vitesse. - Possibilité de démarrage en charge. - La présence de l'huile qui augmente la longévité des composants ; de fait l'huile lubrifie les composants.	- Risque d'accidents vu les pressions véhiculées dans les systèmes. - Perte de rendement et contamination de l'environnement générée par des éventuelles fuites. - Présence de pertes de charge hydraulique dans le réseau d'alimentation. - L'utilisation d'huiles hydrauliques minérales inflammables qui peut provoquer des risques d'incendie. - Matériel et maintenance coûteux du fait du prix de revient élevé des composants. - Difficile à contrôler à faible vitesse

Énergie Pneumatique	- Disponibilité de la source d'énergie (air industriel), - Moins encombrant et propre. - Matériel peu coûteux. - Lubrification à vie. - Facilité pour transmettre la puissance sur de longues distances - Léger et rapide	- La source d'énergie exigeant un excellent conditionnement (filtration). - Les forces développées qui restent relativement faibles. - Peu précis du fait de la compressibilité de l'air. - Difficile à contrôler automatiquement - Bruit. - Usure.

Tableau 1 : Analyse comparative entre les technologies hydrauliques et pneumatiques

I.1.3-Types de vérins pneumatiques en mouvement linéaire alternatif

Les vérins pneumatiques sont des dispositifs permettant de convertir la pression de l'air en une force et un mouvement linéaires. Ils sont essentiellement utilisés pour des applications à usage unique telles que le serrage, l'emboutissage, le transfert, le branchement, l'affectation, l'éjection, le dosage, l'inclinaison, le cintrage, le tournage et bien d'autres applications. Les vérins pneumatiques peuvent être classifiés selon l'application pour laquelle ils sont destinés, selon le type d'action, la conception du cylindre, l'utilisation,... etc.

Les efforts qui doivent être fournis conditionnent le choix du type du matériau de construction. Toutes les constructions en plastique ont l'avantage d'être intrinsèquement exemptées de corrosion mais, en général, elles se limitent à des vérins petits et à des applications légères. À l'origine, elles étaient destinées à fournir des vérins à faible coût lorsque la rigidité de l'unité n'était pas un facteur important. Le développement de vérins entièrement en plastique pour des applications nécessitant des efforts élevés tend à annuler tout avantage en termes de coûts et, par conséquent, ils ne trouvent pas beaucoup d'applicabilité, bien que le potentiel de résistance à la corrosion subsiste.

La limitation de la force avec les vérins pneumatiques est purement une question de taille et de coût. Étant donné que les pressions des circuits disponibles sont généralement très inférieures à la pression courante dans les circuits hydrauliques, les vérins pneumatiques doivent avoir un diamètre beaucoup plus grand que les vérins hydrauliques pour une même performance de poussée. Lorsqu'une force très élevée est requise, le coût du vérin pneumatique approprié peut dépasser le coût d'un système hydraulique complet pour effectuer le même travail. De plus, le coût de l'alimentation en air comprimé d'un tel cylindre pourrait également être prohibitif.

Basé sur l'action du vérin nous pouvons classer les vérins en tant que simple effet et double effet. Les vérins à simple effet ont une seule conduite d'entrée d'air. Les vérins à double effet ont deux lignes d'entrée d'air. Les avantages des vérins à double effet par rapport aux vérins à simple effet sont :

- Dans les vérins à simple effet, le cylindre peut produire le travail seulement dans une direction. Dans un vérin à double effet, l'air comprimé peut déplacer le piston dans les deux directions.
- Dans un vérin à simple effet, la longueur de course est limitée par la longueur comprimée du ressort. Dans un vérin à double effet, la longueur de course est illimitée.
- Pendant que le piston avance dans un vérin à simple effet, l'air doit vaincre la raideur du ressort et donc une certaine puissance est perdue avant que la course réelle du piston ne commence. Ce problème n'est pas présent dans un vérin à double effet.

I.1.4-Fonctionnement d'un vérin pneumatique

La Figure 3 illustre un vérin à double effet. Les vérins à double effet sont équipés de deux orifices d'air, l'un côté piston et l'autre côté tige. Pour atteindre le mouvement vers l'avant du cylindre, l'air comprimé est admis du côté de la tige et le côté de piston est relié à l'échappement. Pendant le mouvement de retour, l'air d'admission est admis du côté du piston tandis que le volume du côté de la tige est connecté à l'échappement. La force est exercée par le piston aussi bien pendant le mouvement vers l'avant que pendant le retour du cylindre.

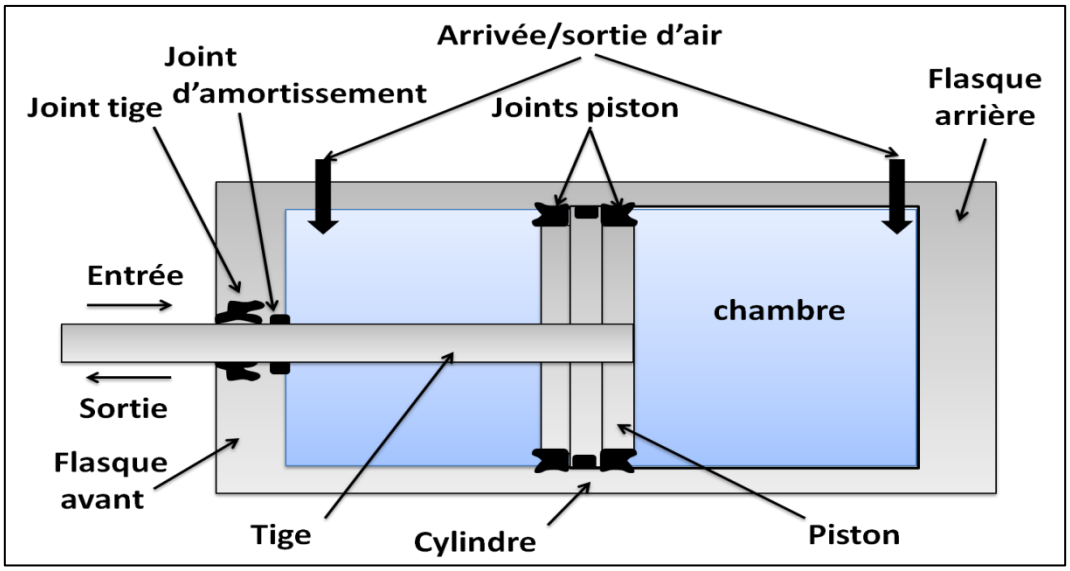


Figure 3 : Caractéristiques de construction d'un vérin à double effet

La construction du vérin à double effet est similaire à celle d'un simple effet. Cependant, il n'y a pas de ressort de rappel. Les vérins à double effet sont généralement utilisés dans les applications où une longue course est nécessaire. Les flasques avant et arrière sont fabriqués en fonte, en aluminium ou en fonte malléable. Les deux flasques peuvent être fixés au cylindre par des tirants, filetages ou des brides. Les organes étudiés dans notre thèse sont les joints d'étanchéité (tige et piston) et les caractéristiques tribologiques du cylindre et de la tige (états de surface).

Le cylindre est habituellement un tube en acier fabriqué d'une seule pièce, sans soudure, pour augmenter la durée de vie des composants d'étanchéité. Pour les applications spéciales, le corps du cylindre peut être en aluminium, en laiton ou en tube d'acier avec une surface d'appui chromée dure. Ces conceptions spéciales sont utilisées lorsque le fonctionnement est peu fréquent ou lorsqu'il y a des influences corrosives.

La tige de piston est de préférence réalisée en acier traité thermiquement. Un certain pourcentage de chrome dans l'acier protège contre la rouille.

Les états de surface du cylindre et de la tige doivent respecter les normes relevant de la spécification géométrique des produits GPS- NF EN ISO 4287, NF EN ISO 12085 et NF EN ISO 13565 - 1 et 2. Les dimensions de l'alésage du cylindre et le diamètre de la tige répondent à la norme ISO 3320. La norme ISO 497 réglemente la longueur de la course.

Des joints de piston sont prévus pour assurer l'étanchéité entre les deux chambres du vérin. Une bague de guidage est insérée entre les deux joints piston afin d'assurer le guidage du piston au cours du fonctionnement. Un ou plusieurs joints sont montés au niveau du flasque pour assurer l'étanchéité entre l'intérieur du cylindre et l'environnement. De plus, le flasque héberge un joint racleur dont la fonction est d'empêcher la poussière et les particules de saleté d'entrer dans le cylindre. Une bague de guidage est montée dans le flasque afin d'assurer un bon alignement de la tige et de protéger le joint tige contre l'usure. Un joint d'amortissement se loge au niveau du flasque dans le but d'amortir le déplacement du piston en fin de course.

I.1.5 Joints de vérin pneumatique en mouvement linaire alternatif

Historiquement, il était courant d'utiliser des joints hydrauliques pour des applications pneumatiques. Il est maintenant courant d'utiliser des joints spécifiquement conçus pour des applications pneumatiques, pour plusieurs raisons :

- Les systèmes pneumatiques doivent désormais fonctionner avec un minimum de lubrification ou être totalement secs, ce qui impose des critères très différents pour la sélection des joints,
- Les pressions sont beaucoup plus faibles, le maximum pour les pneumatiques étant normalement de 10 bars, ce qui signifie que des conceptions de joints moins encombrants peuvent être utilisées,
- Les lubrifiants utilisés peuvent être très différents de ceux qui sont en contact avec les joints hydrauliques. Il est typique d'utiliser de la graisse pendant l'installation ; le type de graisse dépendant de l'application et du matériau du joint,
- Le matériau de fabrication des joints doit être résistant aux effets oxydants de l'air comprimé ; il doit souvent fonctionner à des températures plus élevées que celles rencontrées dans les systèmes hydrauliques [10],

- Une petite fuite d'air comprimé n'est pas un problème majeur mais peut susciter un frottement élevé qui entraînera une usure prématurée,
- Le joint doit retenir le lubrifiant dans la zone de contact plutôt que de l'éliminer [1]. Ceci est en contraste direct avec les exigences pour les joints hydrauliques [4].

Pour ces raisons, les joints d'étanchéité pneumatiques ont évolué comme une classe de joints très distincte avec des caractéristiques différentes des joints hydrauliques.

Les restrictions environnementales croissantes en termes de fuite de toute forme d'aérosol ou de brouillard d'huile font que, dans la plupart des systèmes modernes, le seul lubrifiant disponible est celui qui est appliqué aux joints lors de leur assemblage. Cela est particulièrement vrai dans les applications concernant les aliments, les produits pharmaceutiques et autres produits pour lesquels la propreté est primordiale. Dans de telles applications, l'air est rigoureusement séché et nettoyé avant d'être utilisé et évacué dans l'atmosphère. Il est donc important que tout lubrifiant appliqué lors de l'assemblage soit retenu dans la zone du joint et encouragé à lubrifier la lèvre du joint et les autres parties d'usure potentielle.

La conception basique de la zone de contact pour les joints pneumatiques est donc très différente de celle des joints hydrauliques. Les joints sont conçus pour avoir une force de serrage beaucoup plus. En plus de la charge plus faible, la conception du joint est destinée à encourager tout le lubrifiant présent sous le joint à rester dans le contact.

I.1.6 Mécanisme d'étanchéité

Le désastre de la navette spatiale Challenger en 1986 [9], un des accidents les plus graves de l'ère spatiale américaine, a été causé par la conception défectueuse d'un joint torique statique en élastomère. Cette leçon pour les concepteurs de joints d'étanchéité illustre comment un ensemble d'étanchéité statique peut bouger suffisamment pendant sa mise sous pression et peut provoquer une défaillance soudaine du joint.

Le mécanisme d'étanchéité d'un joint en élastomère repose sur l'élasticité et l'incompressibilité du matériau, ainsi que sur l'existence d'une «interférence» ou d'une «précharge» ou d'un serrage initial.

Le mécanisme d'étanchéité de base s'explique le plus facilement en considérant un joint d'étanchéité de section rectangulaire lubrifié avant le montage, **Figure 4**. À partir d'une largeur initiale d, à son état libre, le joint est comprimé pendant l'assemblage d'une quantité Δd : l'interférence. Par conséquent, après l'installation mais avant la mise sous pression, les surfaces de contact sont soumises à une contrainte de serrage ou de contact σ_0.

En fonctionnement, la pression du fluide $P = \sigma_x$ agit sur la surface exposée du joint et fait monter la pression de contact jusqu'à une valeur plus élevée σ_P (Figure 4). La pression σ_P

dépasse la pression du fluide à étancher P. Si ce n'était pas le cas, le fluide pourrait pénétrer dans les interstices entre le joint et la surface en face ce qui donnera naissance à une fuite en séparant les surfaces. L'interdépendance de la contrainte de contact σ_p et la pression P peuvent être présentées par l'équation I.1 [1].

$$\sigma_p \approx \sigma_0 + P \quad \text{(I.1)}$$

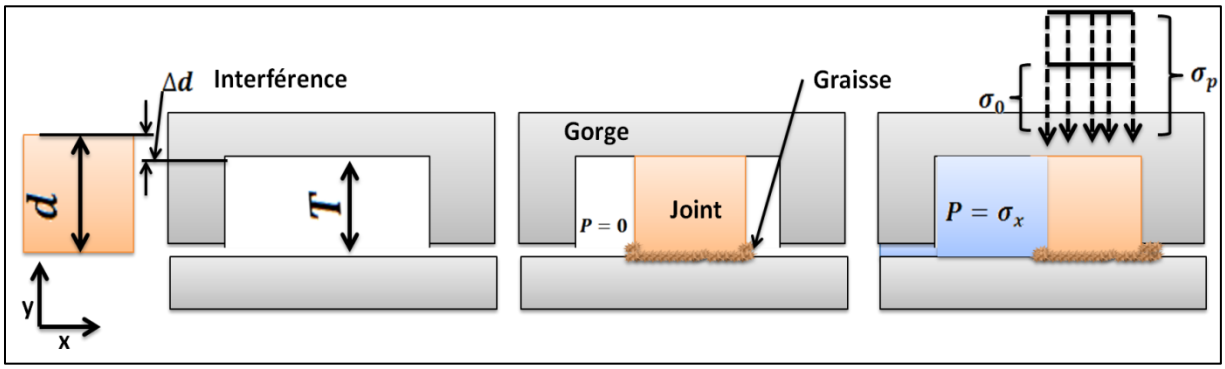


Figure 4 : Mécanisme d'étanchéité statique pour les joints en élastomère

La pression de contact $\sigma_p$est toujours supérieure à la pression du fluide P, de la valeur de la contrainte de serrageσ_0, tant que le matériau est presque incompressible (coefficient de Poisson proche de 0,5 [4]). Ce qui est normalement le cas au-dessus de la température de transition vitreuse du matériau. Le joint s'adapte "automatiquement" aux variations de la pression du fluide.

L'interprétation physique de ce qui précède est qu'un joint en élastomère, avec une compression initiale, exposé à la pression du fluide, se comporte comme un liquide de tension superficielle très élevée, maintenant le serrage et transférant la pression du fluide au contact d'étanchéité [1], [4].

Le mécanisme d'étanchéité dynamique et la lubrification d'un joint sont régis par le comportement du fluide entraîné par la pièce mobile dans le contact du joint. Tout d'abord, pendant la course, le joint devrait essuyer la majeure partie du fluide de la surface (tige ou cylindre). Invariablement un film liquide très mince adhère à la surface en mouvement et est traîné à travers l'interface entre le joint et la pièce en mouvement, formant un "espace d'étanchéité". La quantité de fluide passant le joint peut être trouvée et le taux de fuite et le frottement peuvent être mesurés ou prédits par les calculs. Ainsi, le joint est supporté localement dans la zone d'étanchéité par la pression générée dans cette zone. La pression dans la zone d'étanchéité correspond à l'effort radial exercé sur la surface de contact du joint. Ce dernier est composé de la précharge (force de serrage) due à l'interférence et de l'effort engendré par la pression statique du fluide à étancher ainsi que la pression hydrodynamique générée par le mouvement de la pièce. La fuite d'un joint est définie par la différence entre les débits massiques sortants (outstroke) et entrants (instroke).

I.1.6-1. Joints de tige

Les joints de tige ont, très souvent, une géométrie basique en forme de U, qui combine une lèvre intérieure d'étanchéité à l'air avec une lèvre extérieure de raclage. Comme le joint n'a pas à supporter une pression très élevée, il est également courant d'intégrer le joint racleur avec le joint d'étanchéité (Figure 5.a). Dans ce cas, il est important de s'assurer que la lèvre de raclage (d'essuayage) n'exclut pas le lubrifiant de la zone d'étanchéité lors de la course de retour. Le joint d'étanchéité et le joint racleur auront donc tous les deux un profil chanfreiné ou arrondi pour assurer la rétention du lubrifiant sous le joint (Figure 5.a).

La principale différence entre les différentes conceptions de joints est sa fonction et la méthode de montage (Figure 5.b), qui dépendra de la conception du vérin. Il existe essentiellement trois types de gorge (Figure 5.b): de droite à gauche, gorge pour joint racleur, gorge pour retenir le joint d'étanchéité , gorge pour bague de guidage (d'usure).

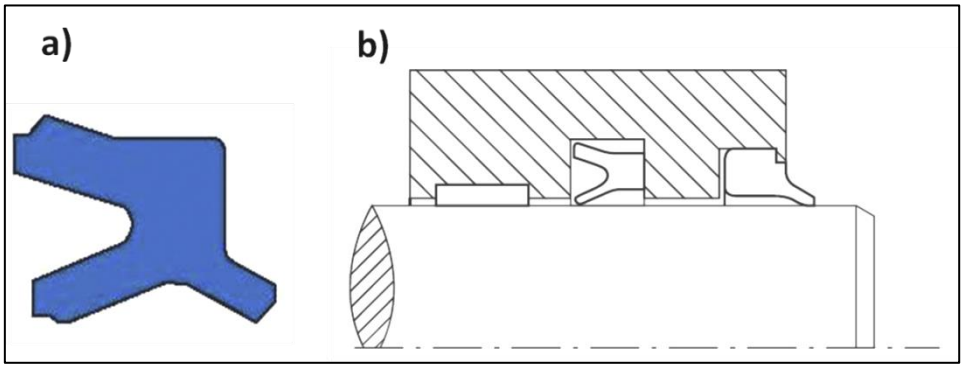


Figure 5: .a) Joint tige typique pour vérin pneumatique, incorporant une lèvre d'essuyage avec un profil favorisant la rétention du lubrifiant sous le joint. b) Étanchéité tige. Source : Freudenberg Sealing Technologies.

I.1.6.2 Joints de piston pneumatique

Le joint de piston ou de tige le plus utilisé a une géométrie en forme de U (Figure 6). La lèvre du joint est conçue pour obtenir une charge de contact faible avec un profil d'entrée arrondi ou chanfreiné pour favoriser la rétention du lubrifiant dans la zone d'étanchéité.

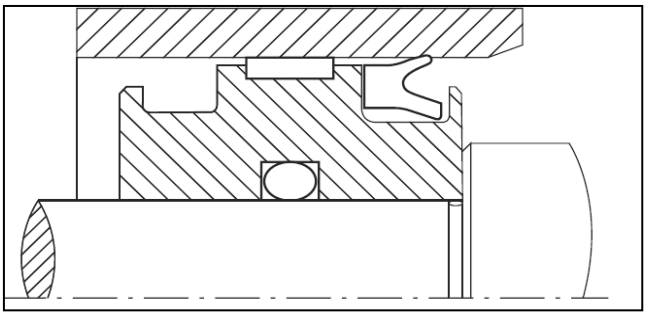


Figure 6: Étanchéité cylindre.

Cependant, la fabrication rapide des vérins pneumatiques combinée avec les volumes de fabrication relativement élevés et les exigences pour les conceptions compactes a incité l'introduction d'un certain nombre d'arrangements alternatifs. Certains types de vérins utilisent toujours la configuration basique, un joint type U pour des vérins simple effet ou bien deux joints U pour des applications double effet, Figure 6. Pour fournir un joint compact à faible frottement, de nouvelles solutions sont présentes sur le marché (Figure 7).Ils sont relativement courts mais avec une étendue radiale adéquate pour assurer le contrôle des forces d'interférence (serrage). Ils peuvent également avoir une construction (forme et matériau) radiale conforme pour assurer une faible force de contact dans toute la plage de tolérance. Les joints de la Figure 7, .a, .b et .c, sont pris à titre d'exemple.

Le joint d'Airzet (Figure 7.a), est un joint compact à double effet avec des rainures sur les côtés pour s'adapter à l'effet de la pression. La conception compacte permet des formes de piston court (dans le cas des vérins à course courte). Le profil d'étanchéité arrondi et la nature flexible assurent un faible frottement et maintiennent le lubrifiant dans le contact. Une autre méthode de construction consiste à intégrer le joint d'étanchéité dans le piston : sur la Figure 7.b. On représente un joint à lèvre à double effet. L'espace inter-lèvres est conçu pour servir à la fois de réservoir de lubrifiant et de guidage. Les lèvres ont un profil symétrique avec une faible force de serrage de chaque côté. Le bourrelet en élastomère sur les faces radiales du piston peut également être conçu pour servir d'amortissement aux extrémités de la course, ce qui donne l'avantage de supprimer les joints de fin de course montés sur les flasques. Ce type de géométrie représente une conception compacte et économique de piston pneumatique. Cependant, si les joints doivent être remplacés, il est nécessaire de remplacer l'ensemble du piston. Une alternative qui utilise une conception similaire est représentée sur la Figure 7.c : des joints de piston qui se clipsent sur le piston.

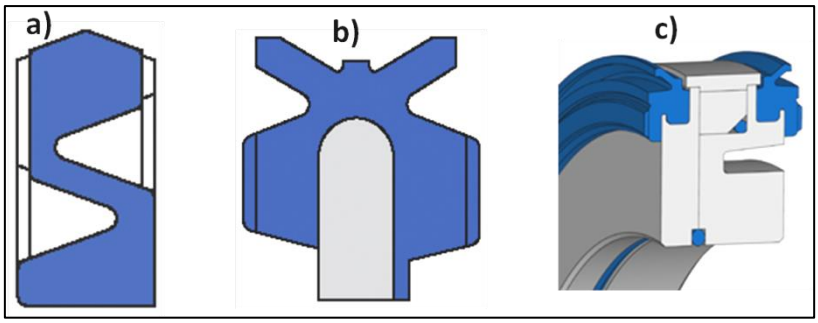


Figure 7 : Exemples de joints piston pour vérins pneumatiques : source Freudenberg Sealing Technologies

I.1.7 Comportement de la graisse dans la zone d'étanchéité

Le développement de joints pneumatiques modernes a été encouragé par la nécessité d'établir un film lubrifiant permanent adhérent et protecteur contre la corrosion. La graisse émulsifiante est utilisée pour la lubrification car les lubrifiants solides tels que le graphite ou le bisulfure de molybdène ne sont pas de bons lubrifiants dans les vérins pneumatiques.

Pour des applications hydrauliques, les joints sont conçus pour racler le film liquide en cas de dépassement durant la sortie de tige (outstroke) tout en permettant au film restant sur la tige de revenir dans la zone d'étanchéité durant la rentrée (instroke). Rappelons que cela nécessite un profil de champ pression de contact décentré vers le côté fluide pour créer une barrière d'étanchéité. Dans une application pneumatique, le film de graisse doit rester intact dans les deux directions du mouvement ; par conséquent, les joints de tige et les joints de piston doivent avoir un profil de pression de contact symétrique. Idéalement, il devrait y avoir un pic modéré au centre du contact, tandis que de chaque côté de celui-ci, la pression doit diminuer aussi lentement que possible [1]. Ceci est obtenu en donnant à la zone de contact du joint une forme biconique bombée [1], Figure **8**. Si la pression de contact n'est pas symétrique l'épaisseur du film et donc le débit sont plus faibles là où le gradient de pression est plus raide.

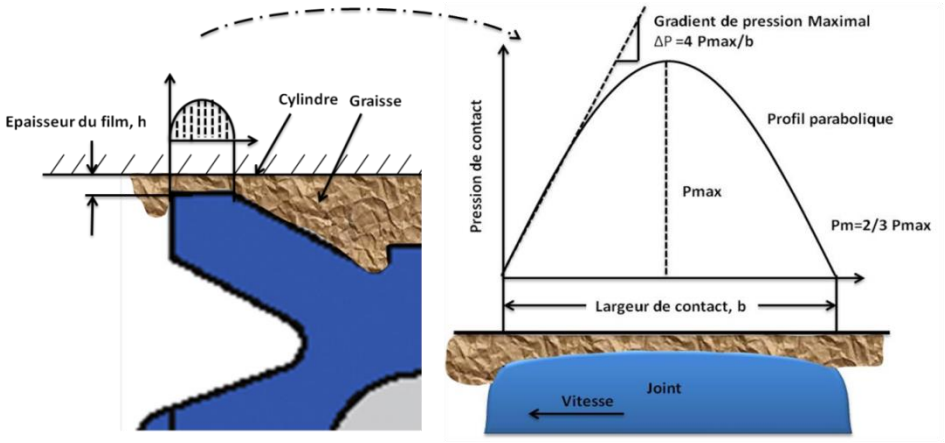


Figure 8: Contact typique d'un joint pneumatique élastomère, Forme de la lèvre et le profil de la pression de contact

Normalement, le film de graisse déposé pendant l'assemblage est plus épais que l'épaisseur du film au cours du fonctionnement. Comme pour les joints hydrauliques, l'épaisseur de film h peut être estimée à partir du gradient de pression maximal ΔP, la vitesse de glissement U, et μ la viscosité dynamique du lubrifiant. Cependant, comme une bande de graisses relativement épaisse se forme d'abord devant le joint, l'épaisseur du film n'atteint pas immédiatement la valeur donnée par l'équation I.2 [1].

$$h = \sqrt{\frac{9}{2}\frac{\mu U}{\Delta P}} \quad \text{(I.2)}$$

Après un certain nombre de cycles, une partie de la graisse excédentaire est déposée sur les bords du joint et une autre partie est déplacée jusqu'à la fin de la course où elle sera aussi déposée. L'épaisseur du film à l'état stable est faible si la pente ΔP est grande et la viscosité et/ou la vitesse de glissement sont faibles. On peut remarquer que les périodes de ralenti peuvent réduire de façon permanente l'épaisseur du film et entraîner une carence en lubrifiant [1]. Le stockage de la graisse lubrifiante est incorporé généralement pour compenser cela, Figure 5.a.

Suivant le travail de Muller et al [1], des expériences avec un joint torique lubrifié à l'huile montrent qu'avec une épaisseur de film initiale de 2 μm, après 2000 courses à vitesse de 0.3 m / s, le film d'huile diminue jusqu'à 0.5 μm et même après 20000 courses, l'épaisseur du film vaut 0.25 μm, qui dépassent toujours la rugosité moyenne d'un alésage de cylindre bien usiné. Cependant, dans des conditions moins favorables, le film lubrifiant peut diminuer jusqu'à ce que le joint commence à s'abîmer. C'est principalement pour cette raison que les polymères résistants à l'usure (par exemple, le polyuréthane) sont de plus en plus utilisés dans la technologie des joints pneumatiques.

Afin d'optimiser la largeur de contact, Muller et al [1] proposent l'équation (I.3) qui évalue la largeur de contact en fonction de la charge et du gradient de pression maximal. La largeur de contact est optimale dans des conditions de lubrification élastohydrodynamique pour un joint pneumatique qui glisse sur une surface lisse (Figure 8). Avec un différentiel de pression maximal ΔP, il suppose un profil de pression parabolique. Ainsi, le gradient de pression maximal est donné par : $\Delta P = 4\ Pmax / b$. Si la charge linéique est définie comme : $WL = Fr / (\pi d)$ où Fr représente la force de serrage b est finalement donnée par :

$$b = \sqrt{\left(6\frac{WL}{\Delta P}\right)} \quad (I.3)$$

Des valeurs plus élevées de ΔP conduisent à un raclage prématuré du film de lubrifiant [1].

I.1.8 Conceptions de joints élastomères

Les joints pneumatiques avec une section transversale compacte en compression radiale, ou une lèvre radiale épaisse, sont sensibles aux tolérances de fabrication. Ceci entraîne des différences de frottement appréciables entre les joints. En pratique, les joints pneumatiques commerciaux sont conçus pour que la pression de contact augmente à mesure que la pression de l'air augmente. Ils exigent également une rétention sûre et une étanchéité secondaire, ainsi qu'une fabrication économique et un assemblage facile. La Figure 7 montre une sélection de modèles typiques de joints de piston à double effet (7.A et 7.B) et à simple effet (7.C).

À première vue, le joint torique peut sembler être un joint pneumatique simple et efficace, en raison de sa forme symétrique et de son faible prix. Bien que la largeur de contact d'un joint

torique soit sensiblement la même que celle d'un joint à double lèvre en élastomère, la rigidité radiale plus élevée du joint torique donne une pression de contact beaucoup plus élevée, ce qui entraîne des frottements plus élevés, le risque du stick-slip et de déformation spirale (certaines parties du joint vont glisser tandis que les autres vont rouler ; ceci provoque des marques et des coupures en forme spirale dans la surface du joint). Le risque de déformation spirale est réduit par l'utilisation d'un X-Ring (quadring, **Figure 9**) qui, par ailleurs, facilite le stockage du lubrifiant entre ses deux lobes. Cependant, d'autres conceptions sont encore plus souples et insensibles aux tolérances de fabrication, par exemple les joints en I et en Z (Figure 9).

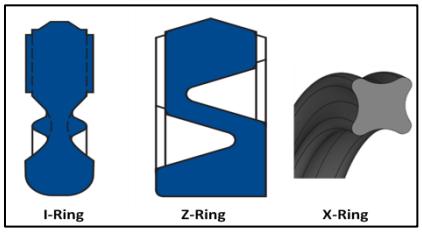


Figure 9: Différents types de joints de piston, Freudenberg Sealing Technologies

La Figure 10, montre deux conceptions de joints de piston à simple effet, un joint simple en forme de L et un autre en forme de U. Dans les deux cas, deux paires de joints sont placées dos à dos dans le piston. Similaires à ceux de la technologie hydraulique, les lèvres sont plus minces et les zones de contact arrondies pour les raisons déjà évoquées.

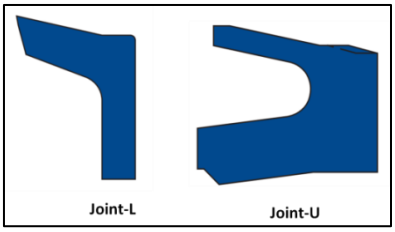


Figure 10: Joint piston à lèvre, source : Freudenberg Sealing Technologies

I.1.9 Considérations matérielles

Les joints de vérins pneumatiques devraient fonctionner avec une lubrification minimale et un faible frottement tout en assurant une longue durée de vie. Les matériaux sont donc généralement formulés spécialement pour des applications pneumatiques. Les élastomères de nitrile sont utilisés régulièrement, mais l'utilisation du polyuréthane et du polyester est de plus en plus rencontrée grâce à leur résistance à l'usure. Ils sont cependant limités à une température de fonctionnement inférieure à 80 °C. Les systèmes pneumatiques sont également utilisés dans les zones à haute température et certaines industries (agroalimentaire, médicale, etc.) où l'utilisation de systèmes hydrauliques n'est pas considérée comme sûre. Il peut alors être nécessaire d'utiliser un matériau résistant aux hautes températures tel que le fluorocarbure. Si les conditions sont particulièrement agressives, des joints en plastique tels que le PTFE peuvent être utilisés.

I.2 Études expérimentales

I.2.1 Introduction

Nous découvrons à travers la littérature que la recherche expérimentale sur les joints pneumatiques durant le XXe siècle était très limitée [28], [41], [63], [64], [65], [66],[67]. À partir du XXIe siècle on note une forte préoccupation [12], [31], [32], [33], [34], [35], [55], [56], [57], [58], [59], [60], [61], [62] des chercheurs et des industriels sur la compréhension du fonctionnement des joints pneumatiques. Au cours du XXe siècle le fonctionnement des joints pneumatiques a été perçu de la même façon que celui des joints hydrauliques. Avec l'arrivée de nouvelles conditions de fonctionnement où ce n'était pas possible d'utiliser les actionneurs hydrauliques et des restrictions normatives sur l'environnement, l'accent a été mis sur les actionneurs pneumatiques afin d'améliorer leurs faisabilités et efficacité. Le développement des joints pneumatiques a été cependant fortement inspiré par les joints hydrauliques.

La recherche expérimentale sur les joints pneumatiques a fait des progrès constants depuis le XXIe siècle. Cela est attribué au développement des techniques expérimentales, en particulier les techniques de visualisation et de mesures optiques à l'échelle micrométrique. Les mesures de fuites, de frottements, de distribution de la pression de contact et de l'épaisseur du film fluide ont été les principaux objectifs des études expérimentales car ils sont principalement responsables du bon fonctionnement des joints pneumatiques lubrifiés à la graisse.

De nombreux travaux sont dédiés à l'étude de la force de frottement, le type ou la nature du joint et les conditions tribologiques (état de surface, revêtement, nature du lubrifiant, etc.). Alors que cette recherche est légitime, en pratique, le comportement des joints pneumatiques lubrifiés avec de la graisse est dicté non seulement par les conditions générales de fonctionnement (vitesse des surfaces, pression d'alimentation, serrage, etc.) mais aussi par d'autres éléments tels que les propriétés du lubrifiant employé, la conception type du joint ou son état de surface, etc. Par conséquent, les caractéristiques d'étanchéité deviennent particulièrement difficiles à évaluer sans prendre en compte l'ensemble des éléments qui caractérisent le contact. En raison de l'interaction de divers paramètres qui interviennent, l'interprétation des résultats obtenus à travers les expériences devient ainsi extrêmement délicate.

Dans cette partie nous présentons une recherche bibliographique qui mettra en évidence le contexte scientifique justifiant les objectifs de la thèse. Au cours de cette recherche bibliographique expérimentale nous allons exposer les principales études qui ont servi à la compréhension du comportement des joints en mouvement alternatif. Cette recherche bibliographique n'est pas exclusive aux systèmes pneumatiques mais elle porte aussi sur les systèmes hydrauliques. Les recherches expérimentales sur les joints hydrauliques ont été très

utiles pour concevoir le banc d'essais et accroître notre expertise dans la compréhension des systèmes pneumatiques.

L'ensemble des techniques utilisées pour mesurer la fuite, l'épaisseur du film, la distribution des contraintes dans le contact, la force de frottement a été répertorié. L'influence des conditions de fonctionnement et les conditions tribologiques, la géométrie des joints et les conditions de lubrification seront aussi analysées à travers cette étude bibliographique.

I.2.2 Mesure de la fuite du lubrifiant

Pour mesurer la fuite, la méthode la plus courante consiste à recueillir le liquide qui s'échappe du cylindre pendant un certain nombre de courses et à peser sa masse. Cette méthode est également utilisée dans l'industrie lors des essais réalisés pendant la mise au point des joints. Si la quantité de liquide qui s'écoule est très faible et qu'elle ne peut pas être recueillie, le joint est alors considéré comme n'ayant pas de fuite nette. De plus, les joints pneumatiques sont évalués pour les fuites d'air. Une faible fuite d'air est tolérable pour ce type de joints [ISO 8778].

La fuite du lubrifiant est mesurée aussi par d'autres techniques, plus précises, capables de donner des résultats en temps réel. Ainsi, on peut approximer la fuite en mesurant l'épaisseur du film au niveau de la zone d'étanchéité ou évaluer la quantité de lubrifiant déposée sur la tige.

La mesure de la fuite nette suffit dans la pratique pour juger la performance d'un joint. Une mesure séparée de la fuite en entrée et en sortie de tige est souhaitable lorsque l'on étudie le mécanisme d'étanchéité.

I.2.2.1 Mesure de la fuite par pesée

Le prélèvement d'huile déposé sur la tige a été utilisé fréquemment pour mesurer la fuite nette : White and Denny [12], Hirano et Kaneta [13], Field et Nau [14], Schrader [15]. L'utilisation d'un papier absorbant pour mesurer la fuite juste en sortie de tige a été utilisée par White and Denny [12]et Lang [15]. Les auteurs concluent que la performance de la méthode est limitée puisque le papier absorbant ne peut pas absorber des films d'huile au-dessous de 0,25 μm. Une autre façon d'évaluer la fuite consiste à utiliser des solvants. L'huile restant sur la tige est extraite par un solvant. Après l'évaporation de la solution, le pesage de l'échantillon donne la masse d'huile.

Globalement, ce type de mesure ne peut indiquer que la moyenne de la fuite sur de nombreux cycles de fonctionnement.

I.2.2.2 Mesure du débit de lubrifiant

Pour les systèmes hydrauliques, la fuite nette peut également être déterminée en mesurant le débit d'huile nécessaire pour maintenir une pression constante dans l'espace à étancher. Cela a été fait par Field et Nau [14], [68] et Karaszkiewicz [16]. Ils ont mesuré seulement la fuite nette moyenne de deux joints. Ils n'ont rien rapporté sur l'influence des fuites sur d'autres caractéristiques d'étanchéité du système, telles que l'usure et la force de frottement. Karaszkiewicz a testé cette influence de manière statique et a conclu qu'elle était petite. Il a également analysé l'influence de la variation de pression et de la température sur la fuite, en concluant quelle était négligeable. La précision globale sur le volume de la mesure de la fuite a été estimée à environ $\pm$ 3 mm^3.

Karaszkiewicz [16] a également mesuré la fuite en sortie de tige avec la même méthode. Il essuya l'huile qui s'écoulait de la tige avant de commencer une entrée, afin d'éviter le retour d'huile. L'utilisation supplémentaire d'un solvant n'a pas apporté de différences significatives. Karaszkiewicz n'a pas déterminé la masse de l'huile essuyée pour la comparaison avec la mesure de la variation du débit d'huile.

Prokop et Muller [18] ont rempli l'espace entre le joint d'essai et un deuxième joint, agissant comme un joint racleur, avec de l'huile. Ils ont mesuré la variation de ce volume d'huile pour déterminer la fuite nette du joint d'essai. La fuite nette possible du deuxième joint a été prise en compte, en plus du prélèvement de l'huile déposée sur la tige. Les auteurs notent qu'il n'est pas possible de comparer la variation du volume total d'huile avec la fuite prélevée sur la tige car celle-ci est trop faible pour être représentative.

I.2.2.3 Mesure de l'épaisseur du film lubrifiant

La mesure expérimentale de l'épaisseur du film est une étape primordiale au développement de nouvelles solutions d'étanchéité dynamiques. La connaissance de l'épaisseur du film permet d'évaluer la fuite et prédire le régime de fonctionnement du système. Ensuite, il est important de déterminer les relations entre l'épaisseur du film et la performance du joint et d'étudier les différents paramètres qui impactent sa formation. Les résultats expérimentaux peuvent également être utilisés pour valider, vérifier ou compléter la modélisation théorique. Des techniques expérimentales ont été développées pour ces raisons. Par la suite, nous nous concentrerons simplement sur les différentes méthodes utilisées pour mesurer l'épaisseur du film en montrant les avantages et les inconvénients de chaque méthode.

On peut classifier les différentes techniques en 4 catégories. Les trois premières sont des techniques intrusives : méthode mécanique [15], méthode à induction magnétique [15]méthode reposant sur les propriétés électriques (mesure de la résistance ou de la capacité électrique du

film) [14], [15], [19]. La quatrième catégorie, basée sur les techniques d'observation optiques [21], [22], [23] est une technique non intrusive.

En 1978, Schrader et al. [15] ont utilisé une méthode mécanique pour évaluer l'épaisseur du film d'un joint piston hydraulique. Le principe de la méthode est d'utiliser un pointeau avec un rayon d'environ 0,15 mm, pressé contre la surface du joint par un ressort avec une force d'environ 0,015 N. Le déplacement radial du pointeau et donc du joint, a été mesuré avec un transducteur inductif. Ce déplacement est lié à l'épaisseur de film lubrifiant qui peut se former entre le joint et le cylindre. L'inconvénient de cette technique est qu'elle est sensible à la rugosité de la surface du joint qui est dans certains cas supérieure à l'épaisseur du film. De plus, elle est influencée par les déformations du joint aux points de contact avec le pointeau : les erreurs de déformation sont estimées à environ 1,5 μm pour un joint de module de Young de 1000MPa et à 5 μm pour un module de 100MPa.

Une autre tentative de Schrader pour mesurer l'épaisseur du film est d'utiliser la méthode à induction magnétique. Dans cette méthode il a utilisé un capteur à induction monté sur la paroi extérieure d'un vérin hydraulique. Le joint de piston utilisé est à base de ferrite. L'inconvénient de cette méthode est que les mesures ont été perturbées par la dépendance de la perméabilité magnétique du joint à la pression et à l'usure.

En 1973, Field et Nau [14] ont mesuré l'épaisseur du film lubrifiant avec une méthode capacitive. Ils ont observé que l'épaisseur de film est plus importante en sortie qu'en entrée de tige. De plus, ils ont constaté que la forme de l'épaisseur du film est différente entre l'entrée et la sortie de tige. L'épaisseur du film lubrifiant est assez uniforme et faible pour les mouvements d'entrée de tige. L'épaisseur de film minimale mesurée est comprise entre 1 et 5 μm. Les erreurs de mesure de la méthode capacitive peuvent aller jusqu'à 12 % de l'épaisseur de film. Si la pression augmente alors l'épaisseur du film diminue pour les entrées de tige et augmente pour les sorties de tige. En 1975, ces mêmes auteurs [66] ont étudié les effets de plusieurs paramètres (effort de serrage, dureté du joint, etc.) sur le comportement du film lubrifiant. À travers leurs observations, les auteurs ont conclu que l'effort de serrage, la dureté du joint et sa géométrie affectent le profil du film lubrifiant et par conséquent les performances du joint. De plus, la forme du convergent d'entrée et le bord de fuite du joint sont également importants. Ces paramètres sont supposés affecter le profil en modifiant les efforts dans tout le contact du joint. Ils ont évalué l'erreur de mesure de l'épaisseur du film à plus de 40 %. Un autre inconvénient remarqué est la dépendance de la résistance électrique du joint à la pression du fluide.

En 1990, Jagger et al [15] ont essayé les trois méthodes mécanique, optique et électrique (résistive et capacitive) sur un joint hydraulique. Ils ont qualifié la méthode capacitive comme la mieux adaptée. Leur dispositif de mesure était calibré sur une épaisseur de film de 30 μm avec des

pas de calibration de 5 μm. Les résultats de mesure de l'épaisseur du film ont montré des valeurs inférieure à 5μm. Les auteurs ont conclu que les épaisseurs du film étaient au-dessous des performances de leur dispositif (30 μm).

En 1964, Lawrie et O'Donghue [19] ont utilisé une méthode résistive pour la mesure de l'épaisseur du film. La méthode consiste à mesurer la conductivité entre un joint hydraulique et l'arbre. La finalité de cette étude est d'avoir une information qualitative sur la présence ou non du film lubrifiant.

En 1969, Dowson et Swales [67] ont effectué des essais pour étudier les mécanismes d'étanchéité d'un joint de tige hydraulique. Pour cela, ils ont développé une machine à disque tournant qui simule l'action d'un joint hydraulique en translation. Le joint est monté dans une chambre sous pression hydraulique en contact avec le disque tournant. Ils ont mesuré, par capteurs capacitifs, les épaisseurs de film (comprises entre 5 μm et 38 μm) et ont observé que l'épaisseur du film lubrifiant est plus grande pour la sortie que l'entrée de la tige. Pour Dowson et Swales, cette différence sur l'épaisseur du film entre l'entrée et la sortie de la tige pourrait être une des causes des fuites des joints en translation. Leurs résultats expérimentaux montrent que l'épaisseur augmente avec la vitesse et diminue quand la pression de service augmente (pression à l'intérieur de la chambre de joint).

En 1964, Kambayashi et Ishiwata [70] ont positionné une électrode au-dessus de la tige pour mesurer la capacité électrique de la couche de film d'huile et de la couche d'air dans l'espace entre l'électrode et la tige. Cette méthode permet la mesure continue de l'épaisseur de film. Cependant, l'utilisation d'une seule électrode peut provoquer des erreurs importantes dues au mésalignement entre l'électrode et la tige. L'utilisation d'une seconde électrode opposée à la première peut éliminer ce problème Visscher[24]. Visscher ne présentait que des capacités mesurées, sans calculer les épaisseurs de film.

Les méthodes de mesure de l'épaisseur abordées précédemment possèdent plusieurs inconvénients, que nous pourrions souligner : la sensibilité aux conditions d'essais, le temps et la difficulté de la préparation de l'échantillon et du dispositif, la difficulté d'utilisation et la faible précision. Ces difficultés ont mis en avant les techniques optiques.

Dernièrement, la recherche expérimentale à s'intéresser de plus en plus aux techniques d'interférométrie microscopique basées sur le principe de l'interférence lumineuse. L'arrivée de l'imagerie numérique, de nouvelles sources d'éclairage, de systèmes de balayage précis et de systèmes de traitement de signaux puissants pour automatiser la quantification des franges d'interférence et la mesure de relief de surfaces, ont permis une amélioration considérable de la vitesse d'analyse, de la quantité d'information traitée et de la résolution de mesure. La

combinaison de l'interférométrie optique et de l'imagerie numérique permet de nouvelles approches en métrologie optique.

En 1978, McClune et Tabor [21] ont utilisé l'interférométrie optique pour étudier la formation d'un film lubrifiant entre la surface d'un joint torique qui tourne contre une plaque de verre lisse (**Figure 11**). Avec les mesures de l'épaisseur ils ont pu montrer que pour des surfaces bien alignées, il apparaît que la source de génération de la pression dans le film de lubrifiant est due aux aspérités et autres défauts de surface : un mésalignement radial favorise la formation d'un film lubrifiant relativement épais et stable. Les résultats indiquent que la rugosité contrôlée et le mésalignement devraient permettre aux joints d'étanchéité rotatifs de fonctionner de manière satisfaisante en présence de lubrifiants de viscosité adéquate.

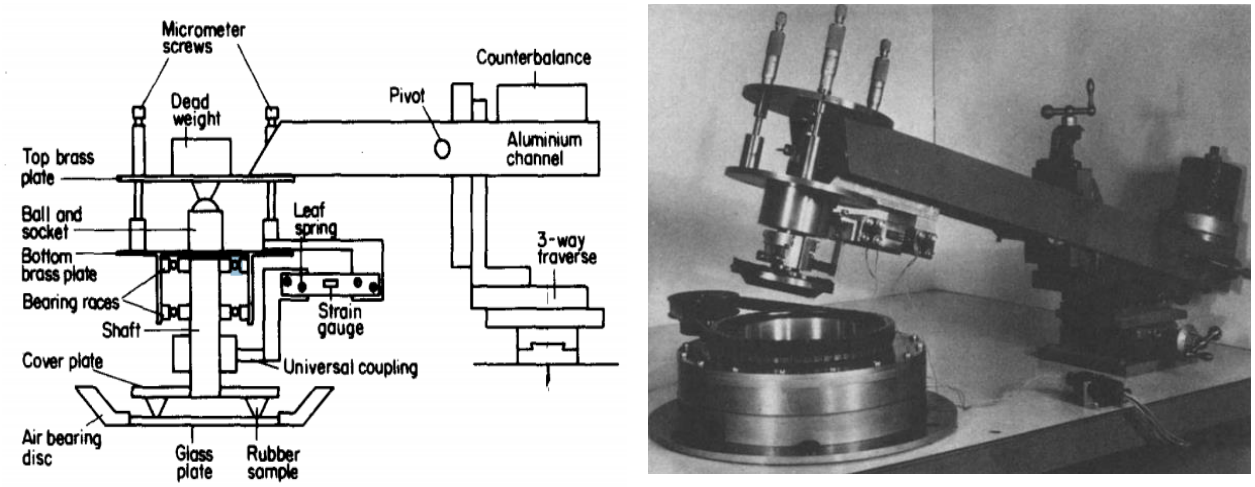


Figure 11 : Dispositif de mesure de l'épaisseur du film [21].

Une étude sur l'épaisseur de film d'huile avec la méthode d'interférométrie optique bi-chromatique sur des joints de tige d'un moteur Stirling en mouvement alternatif a été réalisée par Krauter [22] en 1982. La surface du joint a été revêtue d'une couche de laque pour mieux réfléchir la lumière (**Figure 12**). Les résultats expérimentaux montrent que l'effet de la dureté du joint joue un rôle important sur la formation du film d'huile. Aussi, il a fait une comparaison entre les profils du film d'huile calculé analytiquement et expérimentalement à vitesse relativement élevée. Cette comparaison relève un accord qualitatif global entre le modèle analytique et les mesures. Les auteurs suggèrent des améliorations du modèle ainsi que de la technique expérimentale pour plus de comparaisons.

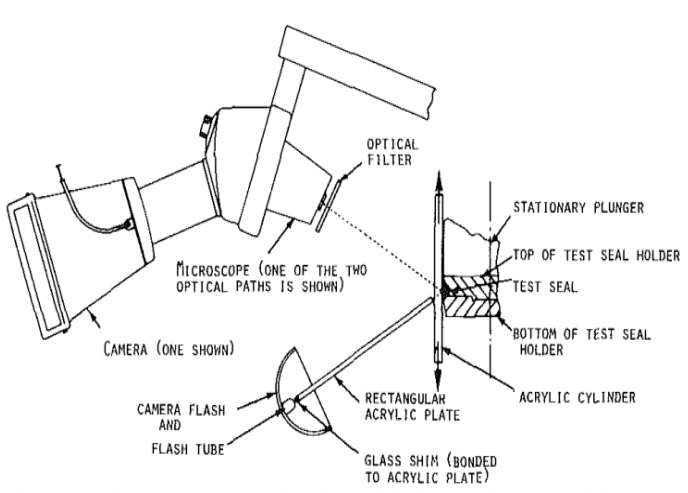


Figure 12 : Schéma du dispositif de mesure de l'épaisseur du film de Krauter[22].

En 2000, M. Kaneta et al [23] ont utilisé la technique d'interférométrie optique monochromatique pour étudier le comportement dynamique de l'épaisseur du film d'huile dans des échantillons de joints hydrauliques en mouvement alternatif (**Figure 13**). Ils ont utilisé des éprouvettes en NBR en forme de bande avec une section transversale en forme de D et de la forme de la lèvre du joint face à une plaque de verre oscillante. Les résultats obtenus montrent que le comportement de l'épaisseur du film est fondamentalement contrôlé par la distribution de la pression de contact. Les résultats montrent que l'épaisseur du film est proportionnelle à la fréquence de translation.

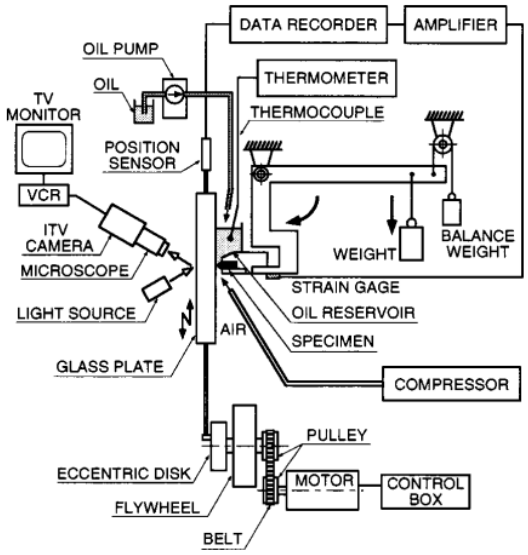


Figure 13: schéma du dispositif de Kaneta et al [23]

Tous les travaux cités précédemment ont la caractéristique commune d'employer des techniques interférométriques optiques sur des échantillons et non directement sur le système

tribologique proprement dit, c'est-à-dire sans reproduire les conditions de travail réelles. La technologie de l'interférométrie n'est pas épargnée d'inconvénients. Pour des épaisseurs plus faibles, l'erreur peut être plus importante que la mesure elle-même et la calibration ainsi que la préparation des surfaces nécessitent alors la plus grande attention. La technique interférométrie impose des surfaces réfléchissantes, ce qui est n'est pas le cas des joints. Le revêtement des surfaces pour augmenter leurs caractéristiques optiques, impose des états de surfaces différentes de celles en fonctionnement réel.

Une autre méthode optique existant pour la mesure de l'épaisseur du film est l'ellipsométrie. La mesure de l'épaisseur du film au moyen de l'ellipsométrie est basée sur la réflexion d'un faisceau parallèle polarisé linéairement sur le film. L'état de polarisation du faisceau réfléchi dépend de l'épaisseur du film. La relation entre l'état de polarisation et l'épaisseur du film est complexe et l'évaluation des données mesurées n'est donc pas simple. Les mesures par l'ellipsométrie sont traitées par des hypothèses fortes pour remonter à l'épaisseur du film au niveau du contact. Meyer et Loyen [25] donnent un exemple de mesure de l'épaisseur du film d'huile sur une surface métallique libre, tandis que Çavdar et Ludema [26] mesurent l'épaisseur des films dans les contacts en acier pendant le mouvement.

En 1975, Meyer et Loyen [25] utilisent un laser He-Ne d'une longueur d'onde de 632,8 nm. Ils signalent que l'incertitude de leurs mesures est d'environ 10 % et que l'épaisseur maximale du film, pouvant être détectée, est de 500 nm. La raison de cette limitation est l'apparition simultanée d'interférences, qui conduit à l'alternance de franges claires et sombres. Cette alternance de franges perturbe les mesures puisque les franges sombres ne polarisent pas le faisceau, ce qui fait qu'il n'y a pas de mesures.

En 2009, Hörl et al [27] se sont intéressés à la mesure de l'épaisseur du film par la méthode ellipsométrie(**Figure 14**) pour un joint de tige hydraulique. Les mesures ont été réalisées sur la surface de la tige. Les résultats des mesures ont été confrontés avec des calculs basés sur la théorie inverse. Les résultats obtenus en sortie de tige (outstroke) sont en bonnes concordances avec les calculs, mais se contredisent pour le cas d'entrée de tige (instroke).

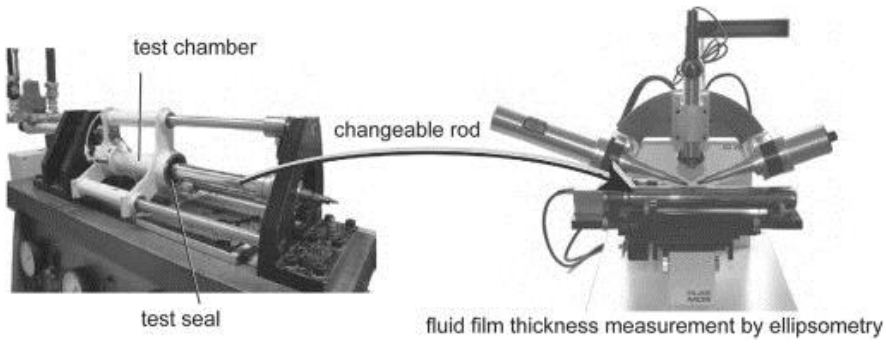


Figure 14 : Dispositif de mesure de l'épaisseur du film par l'ellipsomètre [27].

Les mesures de l'épaisseur du film montrent une variation de l'épaisseur suivant la circonférence. Cela est dû à la variation des conditions de surface sur la circonférence de la tige. Malgré le caractère non destructif et la large gamme de mesures, la technologie reste limitée à des mesures statiques.

I.2.3 Mesure de la pression de contact

Un certain nombre d'études expérimentales et numériques ont été menées pour évaluer la pression de contact entre un joint et la surface de glissement.

En 1999, Bignardi et al. [28] ont déterminé la pression de contact entre un joint de tige pneumatique en élastomère et une tige par un calcul éléments finis et par des mesures expérimentales issues d'essais photo-élastiques. La photo-élasticité est une méthode optique se basant sur la biréfringence du matériau acquise sous l'effet des contraintes. Les auteurs montrent une bonne concordance entre les mesures et les calculs.

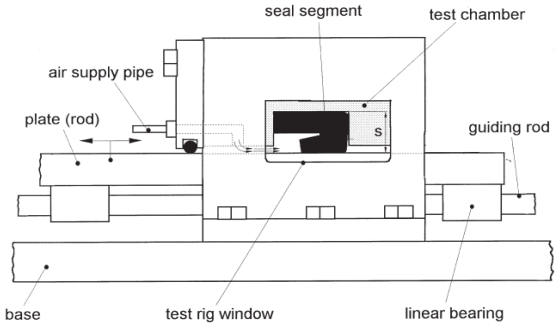


Figure 15: Dispositif de mesure de la pression de contact par la photo-élastique [28]

En 2003, Debler et al. [29] ont mis au point une procédure expérimentale pour mesurer la pression de contact dans un joint d'étanchéité à plusieurs lèvres, à partir d'une approximation de la force radiale (**Figure 16**). Une formule analytique est utilisée pour remonter à la pression de contact à partir de la charge radiale mesurée. Un calcul éléments finis a été réalisé, la comparaison entre les calculs et les mesures expérimentales étaiet en bonne concordance. Ce banc d'essai a été proposé comme outil de contrôle de qualité dans la production des joints.

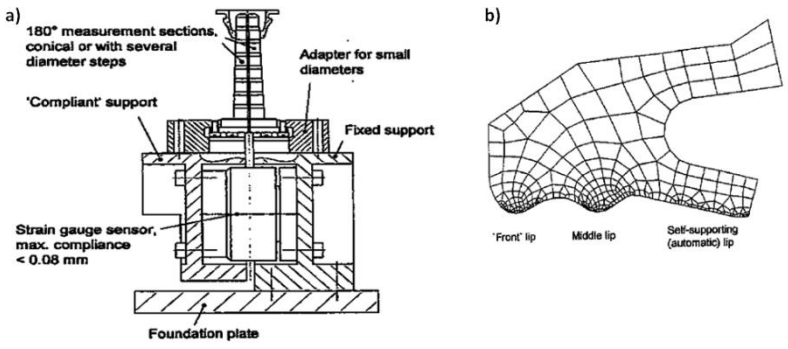


Figure 16 :a) dispositif de mesure de la force radiale, b) Profil du joint testé [29]

Une autre approche pour mesurer expérimentalement la pression de contact à l'interface consiste à utiliser des films sensibles à la pression, qui produisent une réponse sous la forme d'une empreinte sur leur surface, lorsqu'une pression est appliquée. De tels films ont été largement utilisés dans le domaine biomécanique pour examiner la pression dans les articulations et les prothèses [30]. Récemment, Lee et al. [31] ont utilisé ce type de film pour mesurer la largeur de la zone de contact et la pression de contact maximale sur un joint à lèvre, sous différents ajustements d'interférence.

Ces films ont été également utilisés pour les mesures statiques de la pression de contact locale dans les applications pneumatiques par Conte [32] et par Belforte et al. [33], [34]. Ils ont remarqué que ces capteurs (films) étaient efficaces pour estimer les caractéristiques de contact (pression de contact et aire de contact). Néanmoins, une limite de ces films est due à leur épaisseur non négligeable et à la difficulté de les positionner entre les deux parties en contact.

Belforte et al [35] évaluent expérimentalement la pression de contact à l'interface d'un joint de tige pneumatique en élastomère sans interposition de dispositif de mesure intrusif. Le principe est de mesurer le déplacement radial généré par le joint de tige se déplaçant à une vitesse constante sur une partie de la tige instrumentée en jauges de déformations. Des conditions réelles de travail ont été utilisées. Une méthodologie de post-traitement des données a été utilisée pour une évaluation indirecte de la pression de contact à partir de l'ensemble de données expérimentales et déformations mesurées au niveau de la tige.

I.2.4 Mesure de la force de frottement

Dans ce paragraphe, quelques exemples d'appareils spécialement conçus pour mesurer le frottement des joints en mouvement alternatif seront étudiés.

Certains chercheurs ont tenté de mesurer la force de frottement générée par le glissement entre le joint et l'arbre en mesurant la force générée dans l'ensemble du système par l'intermédiaire d'un capteur de force fixé au boîtier (logement de joints) [12], [13], [14], [17],[36], [37], [38], [39], [40]. D'autres ont essayé de mesurer la force de frottement générée par le glissement entre le joint et l'arbre en mesurant la force qui se développe dans le système via un capteur de force fixé à la tige [41],[42], [43], [44], [45], [46], [47], [48].

Les différences entre la mesure de la force de frottement via la tige ou via le logement des joints dépendent de la partie du système qui est statique et de la partie entraînée. Il existe trois configurations utilisées.

La première configuration, représentée sur la Figure 17, utilise un logement guidé sur un support à frottement négligeable et bloqué en translation par un capteur de force. Quand la tige est entraînée la force de réaction est mesurée par le capteur de force fixé sur le boîtier. Avec cet

agencement si deux joints sont testés, la force mesurée représente la somme du frottement joint/tige et les frottements visqueux entre le lubrifiant et la tige dans le boîtier [12], [13], [17], [37], [40].

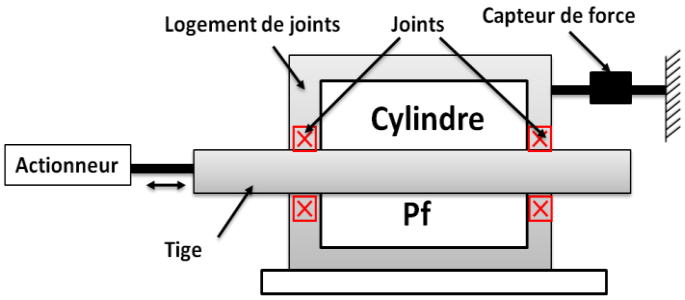


Figure 17 : Concept du capteur de force fixé au boîtier avec deux joints

L'avantage de cette configuration est qu'elle assure les essais à des pressions constantes puisqu'il n'y a pas de variation de volume dans le cylindre. Cependant, avec une telle configuration, on n'a pas la possibilité de séparer la force de frottement en entrée et en sortie.

Lorsqu'un seul joint est testé, l'étanchéité entre l'arbre et le logement est assurée par une bague (Figure 18). La force de frottement générée par la bague ne dépend pas de la pression. Avec une telle configuration, on peut différencier le frottement du joint en entrée et en sortie. Si le cylindre est plein d'huile que ce soit horizontalement ou verticalement [37], les pertes par frottement du joint d'étanchéité sont mesurées en même temps que les frottements visqueux du lubrifiant dans le cylindre et la bague [12], [39].

Le concept de la Figure 18 a été utilisé par Field et Nau [14], [36] pour des mesures sur des joints de piston. L'utilisation de la bague peut être un inconvénient de cette installation puisqu'elle génère un effort de frottement supplémentaire à celui du joint. De plus, l'étanchéité parfaite n'est pas assurée avec une telle technologie.

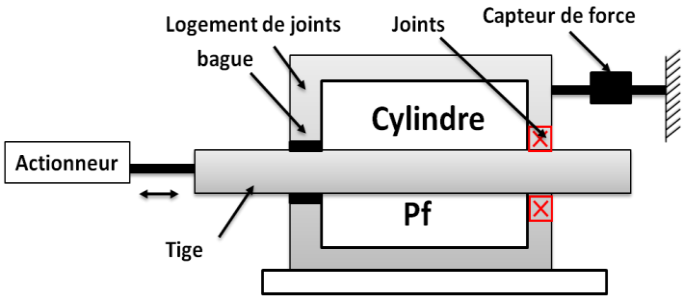


Figure 18 : Concept du capteur de force fixé au boîtier avec un seul joint

Dans la configuration de la Figure 19, le logement est fixe, l'arbre est entraîné et la force de réaction est mesurée sur l'arbre. Cette force représente la somme des frottements au niveau des interfaces joint/tige et la bague et les frottements visqueux dans le cylindre lubrifiant [46].

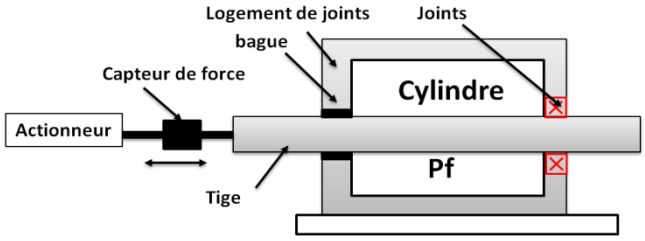


Figure 19 : Concept du capteur de force fixé sur la tige

La Figure 20 montre la configuration utilisée par Gawrys et Kollek [51] en 1984: la tige est divisée en deux parties reliées par un capteur de force. Un manchon de protection recouvre la connexion des deux parties de la tige pour protéger le capteur et empêcher la pression du fluide d'agir sur les extrémités des parties de la tige pour exercer une force axiale. Le banc d'essai a ensuite été utilisé par Prokop et al [18]. L'avantage de ce concept est de pouvoir mesurer la force de frottement du joint dans les deux sens du mouvement et dans le cas de pressions constantes. La bague de guidage peut être remplacée par un joint pour assurer une bonne étanchéité. L'inconvénient principal de ce concept consiste dans la difficulté d'assurer l'alignement du système.

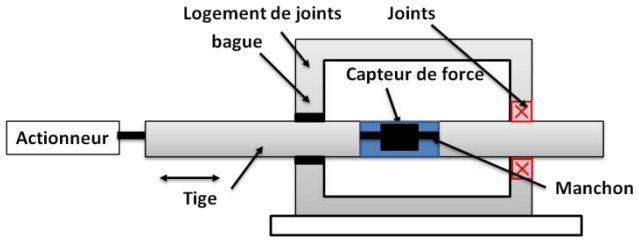


Figure 20 : Concept d'une tige divisée

Le dispositif de la Figure 21, est utilisé par Lawrie & O'Donoghue [19] et Johannesson [44] en 1964 et par Kambayashi & Ishiata en 1964[70]. Pour ce dispositif, la tige ne traverse le logement du joint que d'un seul côté et n'est guidée que par le capteur de force. Cela permet de mesurer la force de frottement dans les deux sens du mouvement. Toutefois, cette configuration a un certain nombre d'inconvénients : la pression dans le cylindre n'est pas constante en raison de la variation du volume ; il y a un risque d'arc-boutement ; tout le poids de la tige est supporté par le joint.

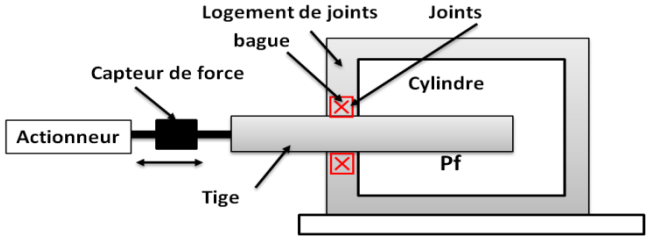


Figure 21 : Concept d'une tige non traversante

En 1988, Flitney et Nau [68] ont défini un programme de recherche pour établir des statistiques sur les fluctuations des résultats expérimentaux des joints hydrauliques en caoutchouc. Pour cela, sept laboratoires, situés dans le monde entier, ont réalisés des essais identiques avec une procédure et un contrôle très stricts. En général, les résultats montrent d'importantes disparités dans les résultats. Deux facteurs expliquent probablement les variations observées : les effets du jeu et de l'excentricité entre le joint et la tige ainsi que la rugosité de la surface de la tige.

En 1989, Prokop et Muller [18] ont déterminé analytiquement l'épaisseur du film lubrifiant d'un joint en PTFE, à partir du gradient de pression mesuré, pour l'entrée et la sortie de tige d'un vérin hydraulique. Pour mettre en évidence l'influence des rugosités des surfaces, ils ont comparé certaines caractéristiques d'un joint rodé à celles d'un joint neuf. Pour l'entrée de la tige, le joint neuf possède une force de frottement faible aux basses vitesses. Cette force de frottement augmente avec la vitesse. Le joint rodé a un comportement opposé, i.e. une force de frottement très élevée à basses vitesses et qui diminue fortement quand la vitesse s'accroît. De plus, si la période de rodage est allongée, il n'y a plus de changement notable du comportement. Les auteurs expliquent ce comportement en supposant que pour le joint neuf, seul un faible nombre d'aspérités de la surface rugueuse entre en contact. En raison de l'interdépendance entre le frottement et l'épaisseur du film, même des petites surfaces avec des contacts très étroits créent un frottement très important. Les auteurs affirment qu'une petite surface rugueuse de PTFE forme des contacts étroits au-dessus de seulement quelques zones. Le frottement est donc moyen à basse vitesse et augmente légèrement avec l'accroissement de la vitesse. Ce fait peut-être dû aux effets combinés du faible comportement hydrodynamique des aspérités et de l'augmentation du cisaillement visqueux dans ces zones.

Des tests antérieurs ont montré que la longueur axiale de contact du joint a une influence importante sur sa capacité de pompage. Pour cela, les auteurs ont comparé trois configurations de joints : un joint chanfreiné, un joint normal et un joint normal dans une gorge chanfreinée. Pour la sortie de tige, l'épaisseur moyenne du film est quasiment indépendante de la pression à l'exception du troisième joint pour lequel elle diminue avec l'accroissement de la pression. D'après les auteurs, cette différence est certainement due au pompage qui diffère pour ce troisième joint. En conclusion de leur étude, les capacités et les caractéristiques de frottement du joint PTFE changent durant le fonctionnement. Comparé à un joint neuf, un joint rodé présente un frottement important à basses vitesses, et faible à grandes vitesses. Ce changement semble être causé par une déformation plastique globale des aspérités de surface.

En 1990, Visscher et Kanters [15] et Kaneters [17], en 1992, Visscher [24] ont déterminé expérimentalement les forces de frottement et les débits de fuite en utilisant trois tiges avec différentes rugosités de surface. Le joint utilisé est en polyuréthane de section rectangulaire avec coins arrondis. Des différences significatives sont observées entre l'entrée et la sortie de tige. En

effet, pour l'entrée de la tige, le frottement augmente avec la pression. Par contre, pour la sortie de la tige, le frottement est indépendant de la pression. Ces résultats ont également été relevés par Field et Nau [66], qui ont observé un écart significatif sur le frottement entre l'entrée et la sortie de tige. Une diminution du frottement en sortie de tige lorsque la pression augmente est également relevée. L'influence des rugosités de surface de la tige pour trois valeurs de Ra (inférieure à 0,01 μm; 0,05 μm et 0,34 μm) est examinée. Pour les hautes vitesses et pour la sortie de tige, le frottement est peu influencé par les rugosités de la surface de la tige. Toutefois, le frottement diminue légèrement avec l'augmentation des hauteurs des rugosités. En entrée de tige, le frottement augmente avec les Ra de la tige. Les fuites vers l'extérieur s'accroissent approximativement avec la racine carrée de la vitesse. Pour ces auteurs, la théorie de la lubrification pour des surfaces lisses n'est pas convenable pour décrire le comportement des joints élastomères. En effet, en examinant la courbe frottement-vitesse, les auteurs s'aperçoivent que le joint fonctionne surtout en lubrification mixte. En conclusion, pour une meilleure compréhension du processus tribologique, la mesure du film lubrifiant est primordiale car celle-ci permettra d'identifier le mode de lubrification.

En 1989, Belforte [41] et en 1993 Schroder et al. [65] ont réalisé des mesures de force de frottement sur des vérins et des joints pneumatiques commerciaux. Ces mesures ont été effectuées au moyen de bancs conçus spécialement. Les résultats ont permis de développer des lois empiriques de frottement de vérins pneumatiques sur certaines conditions de fonctionnement et de nouvelles solutions de géométries de joints à faible frottement ont été proposées.

Belforte et al [63], [64] ont étudié les phénomènes de défaillance des joints qui se produisent dans les électrovannes et les distributeurs pneumatiques. Des essais de vieillissement (durée de vie accélérée) ont été réalisés sous différentes conditions (charges variables, avec ou sans lubrifiant, vitesse, etc). Les typologies de défaillance et l'analyse des défauts ont mis en évidence l'importance des conditions de graissage correctes et du matériau d'étanchéité (NBR, HNBR, polyuréthane) sur la résistance à l'usure.

En 1997, Kanzaki et al. [69] ont analysé le comportement dynamique des films lubrifiants entre des éprouvettes en caoutchouc (NBR) de sections différentes et une plaque en verre en mouvement de translation alternatif. La technique d'interférométrie optique monochromatique a été utilisée pour déterminer l'épaisseur du film lubrifiant. La force de frottement est également déterminée. Le premier objectif de cette étude est de clarifier l'effet de la pression de contact sur le frottement et les caractéristiques de l'étanchéité. Le second objectif est de valider l'utilisation de la théorie inverse (calcul de l'épaisseur à partir du champ de pression considéré comme connu) et d'expliquer les différences observées avec les résultats expérimentaux.

Les résultats obtenus dans cette étude sont résumés ci-dessous :

- Les caractéristiques de l'étanchéité et du frottement dans les joints en caoutchouc pour les mouvements linéaires alternatifs peuvent être expliquées en appliquant la théorie inverse de la lubrification hydrodynamique bien que l'épaisseur du film lubrifiant à l'entrée du contact, joue un rôle très important.
- Lorsque le joint provoque un pompage, un manque d'huile apparaît dans les courses successives d'entrée de tige. Par conséquent, de la cavitation apparaît et la formation d'un film d'huile n'est pas possible. Le frottement devient plus important que celui prévu par la théorie inverse car la modélisation du phénomène de cavitation n'est pas considérée.
- L'épaisseur globale du film d'huile augmente avec l'accroissement de la fréquence du mouvement et l'épaisseur moyenne est maximale à mi-course.
- La force de frottement est nettement influencée par l'épaisseur de film.
- Lorsque la longueur de la course devient inférieure à une valeur critique (1mm), une forte adhésion se produit entre les surfaces d'étanchéité.

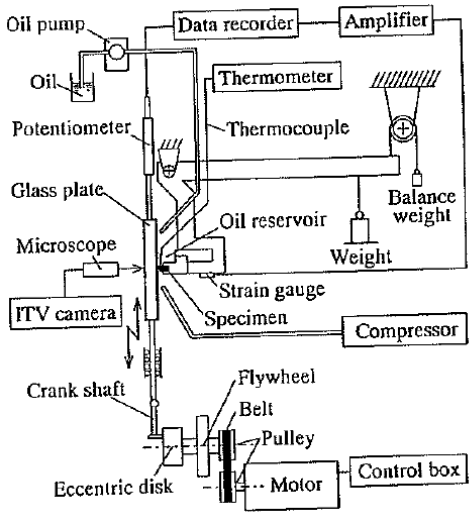


Figure 22 : Schéma du dispositif de mesure et de visualisation de Kanzaki et al [69]

Le but du travail de T.Rapareilli et al [52] en 1997 a été de valider expérimentalement une approche numérique pour évaluer la performance d'un joint piston pneumatique, dans des conditions de fonctionnement réelles. La force de frottement entre le joint et l'alésage du cylindre est évaluée par des essais expérimentaux et des simulations numériques basés sur un modèle d'éléments finis. Les conditions de travail sont simulées en fonction de la vitesse de la tige du piston et de la pression d'alimentation du cylindre avec ou sans lubrifiant. La simulation est obtenue par un processus itératif qui utilise le coefficient de frottement mesuré expérimentalement en fonction des conditions de fonctionnement. Les comparaisons entre les

données expérimentales et numériques ont conduit à la conclusion que la méthodologie suivie pourrait être utilisée pour les études paramétriques du comportement des joints.

En 2001, Rana [53] a présenté un dispositif expérimental conçu pour mesurer la force de frottement et visualiser le contact entre une partie d'un joint hydraulique rectangulaire et une plaque transparente en translation. Le dispositif est muni d'un microscope et d'une caméra vidéo qui permet l'observation directe de la zone d'étanchéité pendant les expérimentations. Un poids réglable comprime la plaque contre le joint. L'effort de frottement est mesuré par un capteur piézoélectrique. Les paramètres réglables sont : la vitesse de translation de la plaque et sa rugosité, l'effort de compression et la course. Deux plaques (en acier de rugosité $R_a = 1.4\ \mu m$ et en verre de rugosité $R_a = 0.0075\ \mu m$) sont utilisées. Les vitesses de translation varient de 15,75 mm/s à 110 mm/s. La charge appliquée reste constante durant les tests et vaut 45,5 N.

Les résultats obtenus montrent que, pour la plaque en verre et pour de faibles vitesses (<100 mm/s), la force de frottement ne dépend pas de la vitesse de translation mais de l'état de la surface. Cela a été justifié par le fait que les conditions de tests ne permettent pas la formation d'un film lubrifiant.

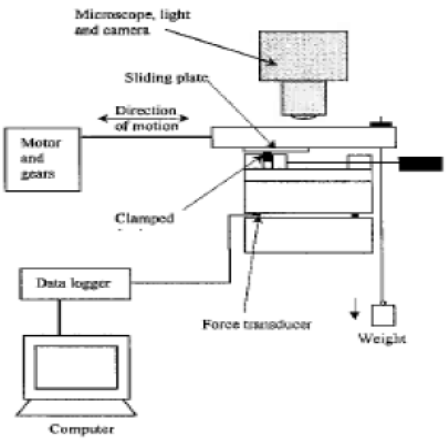


Figure 23 : Dispositif expérimental développé par Rana [53]

Dans le cas de la plaque en acier, la force de frottement mesurée a augmenté de presque 70 % par rapport à celle en verre. Cela s'explique par l'interaction des aspérités de la surface de l'acier avec la surface du joint. Au cours des essais, les auteurs ont remarqué la formation de microcanaux sur la surface du joint. Par ailleurs, de petits morceaux de joints détachés ont été retrouvés dans le lubrifiant.

En 2005, Rana et al [54] ont amélioré le dispositif de mesure utilisé dans l'étude [53]. Le but était d'augmenter la précision et la flexibilité des mesures. Les auteurs simulent le fonctionnement d'un vérin hydraulique réel aux dimensions recommandées par les industries. La tige du piston est en verre transparent. Cela permet la visualisation de l'interface de contact entre la tige et le joint à

l'aide d'un endoscope (boroscope). Le dispositif permet aussi la mesure de la force de frottement sous différentes pressions et vitesses de translation. Les résultats montrent que la force de frottement augmente globalement avec l'augmentation de la pression. Cependant, à certaines valeurs de pression, la force de frottement reste constante. En effet, l'augmentation de la pression augmente la charge appliquée au joint ce qui conduit à l'augmentation de la force de frottement. En même temps, l'augmentation de la pression favorise aussi l'écoulement à l'interface et donc la formation d'un film fluide.

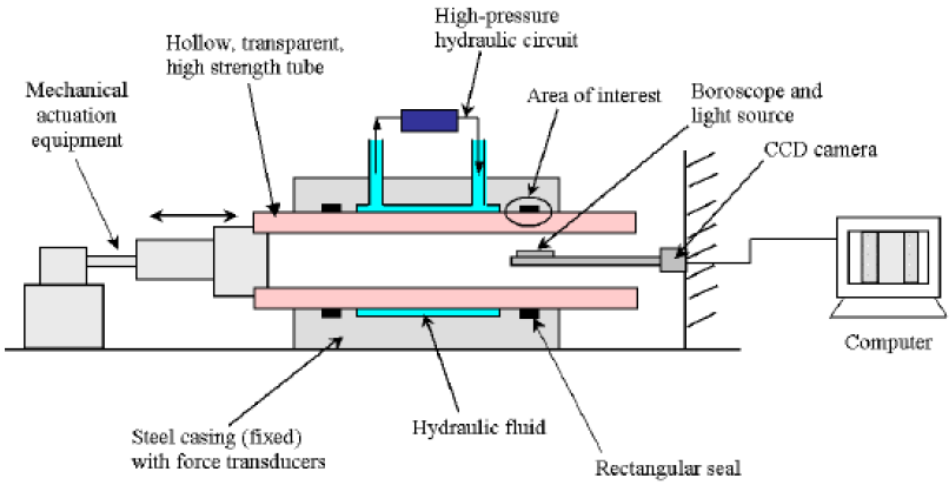


Figure 24: dispositif de mesure et de visualisation sur joint tige[54]

En 2003, le travail de G. Belforte et al [55] a pour but d'évaluer l'effet de la dimension d'un vérin pneumatique (piston et tige), de la pression d'air et de la vitesse sur la force de frottement. Pour cela ils ont conçu un dispositif de test spécifique (Figure 25). Les essais ont été réalisés sur six diamètres de piston (32, 40, 50, 63, 80 et 100 mm) et quatre diamètres de tige (12, 16, 20 et 25 mm). La pression maximum de test était de 0.8 MPa. La vitesse de translation atteignait les 0,5 m/s.

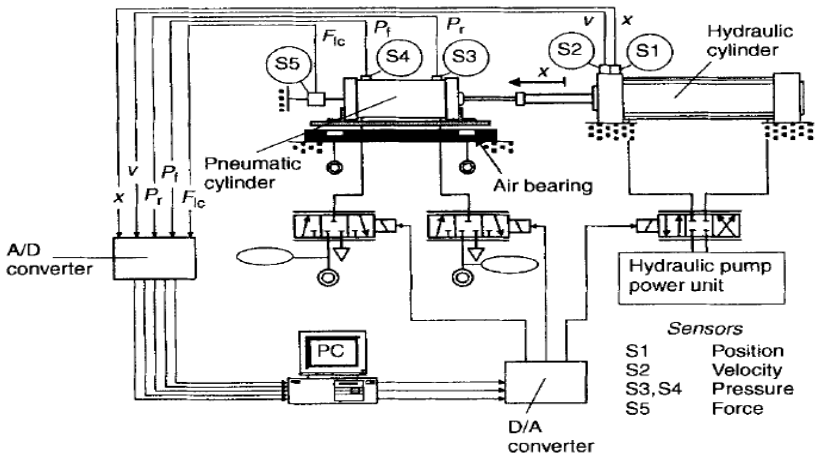


Figure 25 : Schéma du dispositif d'essais utilisé par Belforte [55]

Un vérin hydraulique est utilisé pour contrôler la vitesse et la course du piston indépendamment de la pression dans le vérin pneumatique. Un palier à air est utilisé pour guider le vérin testé. La force de frottement est déduite avec l'équation suivante :

$$F_r = P_1 S_1 - P_2 S_2 + F_L \quad \text{(I.4)}$$

Où F_r est la force de frottement, S_1, S_2 sont les sections du piston et F_L l'effort mesuré par le capteur de force (S5). Les principaux résultats de ce travail sont les suivants :

- La force de frottement augmente proportionnellement à la vitesse.
- La force de frottement augmente avec l'augmentation de la pression dans la chambre d'entraînement.
- Dans les essais où la pression dans la chambre d'entraînement (motrice) est modifiée, la force de frottement augmente avec l'augmentation de la pression dans la chambre motrice. Au contraire, dans les essais où la pression dans la chambre résistante est modifiée, la force de frottement décroît avec l'augmentation de la pression dans la chambre résistante dans la plage des faibles vitesses (inférieures à 0,35 m/s) et augmente dans la plage des vitesses élevées (supérieures à 0.35m/s).
- Pour les cylindres de diamètre supérieur à 63 mm, le taux d'augmentation de la force de frottement est élevé par rapport à ceux de diamètres inférieurs.

En 2013, les mêmes auteurs [56] présentent des résultats obtenus sur une nouvelle version, améliorée du dispositif de mesure présenté précédemment (voir la Figure 26). Une des améliorations importantes consiste dans le fait que la force de frottement peut être mesurée indépendamment pour les joints de tige et de piston. Dans ce travail les auteurs ont utilisé trois joints différents, quatre pressions [0, 2, 4, 6 bars] et une vitesse de translation allant jusqu'à 300 mm/s. La course maximale est de 300 mm et le diamètre du cylindre varie de 16 mm à 63 mm. Le mouvement alternatif du piston est assuré par un vérin électrique offrant une meilleure précision en termes de vitesse et position.

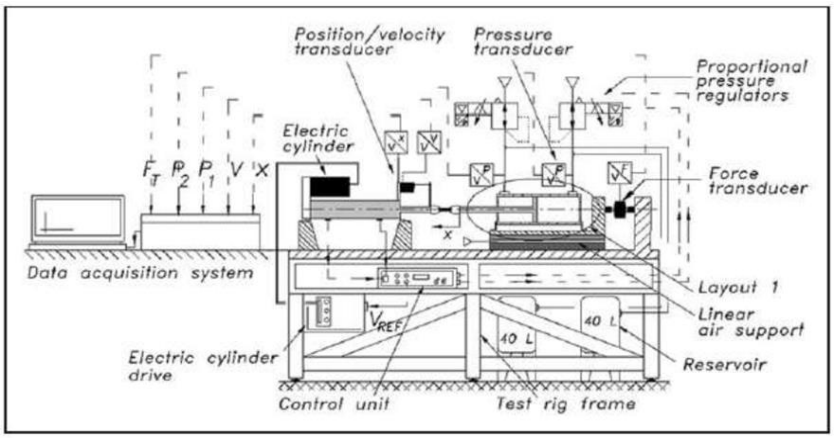


Figure 26 : Schéma de l'installation du banc d'essai [56]

Différentes cellules d'essais ont été utilisées pour mesurer la force de frottement des deux joints (de tige et de piston) ensemble ou séparément. Le banc d'essais reste ouvert à la critique sur la pertinence des mesures et la difficulté de montage de l'installation. Les résultats obtenus montrent que la force dépend de la direction du mouvement en étant plus importante quand la chambre se comporte comme une chambre résistante.

Une analyse comparative entre les deux dispositifs d'essais présentés dans les références [55] et [56] sera illustrée. L'objectif des deux systèmes est le même : mesurer la force de frottement sous différentes conditions de fonctionnement. Le déplacement de la tige pour le dispositif représenté sur la Figure 25 [55] était assuré par un vérin hydraulique. Pour le deuxième dispositif, les auteurs ont utilisé un vérin électrique [56] afin d'améliorer la précision et la fréquence du déplacement. Le deuxième dispositif [56] permet de tester différents types de joints mais avec un diamètre constant. Le dispositif initial [55] a été utilisé pour caractériser plusieurs diamètres de joint de piston et de tige. Le deuxième dispositif permet la mesure séparée de la force de frottement générée au niveau des joints de tige et de piston. Par ailleurs, les paramètres liés à la température, la fuite et les conditions de lubrification ne sont pas évoqués dans ces deux études.

Dans le but d'étudier l'influence du lubrifiant et du type de joint sur la force de frottement dans les systèmes pneumatiques, en 2012, Chang et al [57] ont utilisé un dispositif de mesure semblable à celui présenté dans la référence [21]. Il est équipé de deux cylindres A et B. Le cylindre A sert à entraîner le cylindre B. Les résultats montrent que la force de frottement augmente avec la vitesse de translation pour les joints lubrifiés et elle reste constante pour les joints non lubrifiés. La force de frottement est importante à faible vitesse (inférieure à 25mm/s) Ils ont déduit que chaque joint possède sa propre autolubrification (capacité de former la couche de film lubrifiante).

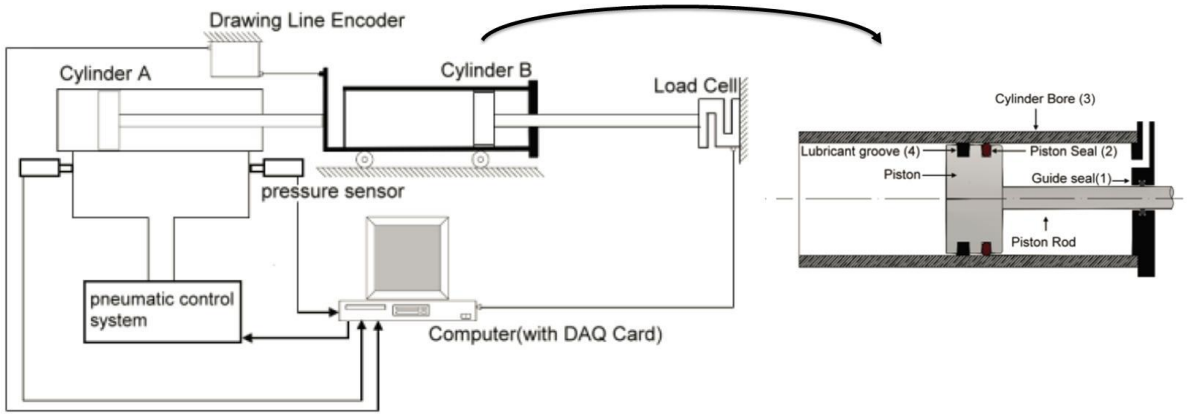


Figure 27 : Schéma de l'installation du dispositif de mesure [57]

En 2013, Xuan et Yanada [58] ont publié un travail qui traite à la fois des investigations expérimentales et de la modélisation numérique de la force de frottement dans les systèmes

pneumatiques. Pour la partie expérimentale, ils ont utilisé un dispositif qui fonctionne à faible vitesse (<0,12 m/s) et des pressions de l'ordre de 0.6 MPa. Le piston pneumatique (Figure 28) est entraîné par un vérin hydraulique qui contrôle le déplacement de la tige. La pression dans le cylindre pneumatique est contrôlée par un régulateur de pression. Par rapport à l'équation I.4 présentée avant, les auteurs considèrent également l'effet de l'inertie sur la déduction de la force de frottement :

$$\mathrm{F_r = P_1S_1 - P_2S_2 - m\gamma + F_L} \quad \text{(I.5)}$$

où F_r est la force de frottement, S_1, S_2 les sections du piston et F_L la force mesurée par le capteur. **m** représente la masse de l'ensemble piston-tige et γ son accélération.

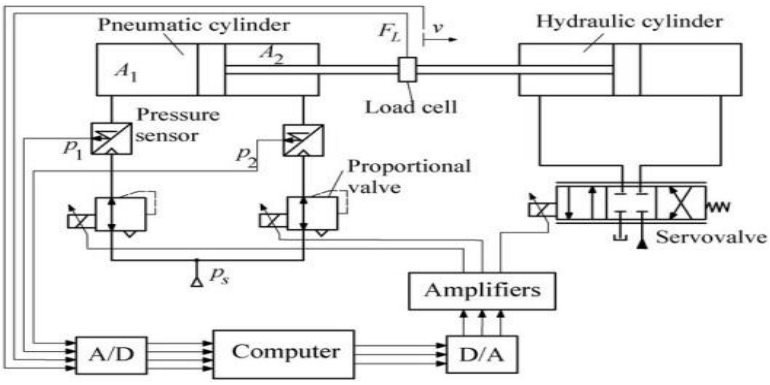


Figure 28 : schéma de l'installation du dispositif [58]

Ce travail a montré que la variation de la force de frottement ne suit pas le même chemin entre l'entrée et la sortie de la tige et présente donc une allure de type hystérésis. Le phénomène, présent à faible vitesse est amplifié avec l'augmentation de la fréquence de déplacement de la tige. Il augmente aussi avec la pression dans la chambre d'entraînement et diminue avec l'augmentation de la pression dans la chambre résistante. De plus, ils ont constaté que le comportement hystérésis de la force de frottement est plus important à grandes vitesses.

En 2013, Bihotz Pinedo et al [59] ont travaillé sur la conception d'un banc d'essais « TESSA », développé pour la caractérisation de différents systèmes d'étanchéité en mouvement de translation et de rotation (Figure 29). La modularité de la chambre de test permet de tester une grande variété de joints, matériaux, géométries et configurations. Elle permet notamment de tester des joints tige de diamètre variant de 8mm à 50mm et des joints de piston de diamètre variant de 18 mm à 200 mm, pour des pressions allant jusqu'à 300 bars et des vitesses de translation jusqu'à 10,5 m/s. Les paramètres mesurés sont la force de frottement et la température du fluide de puissance.

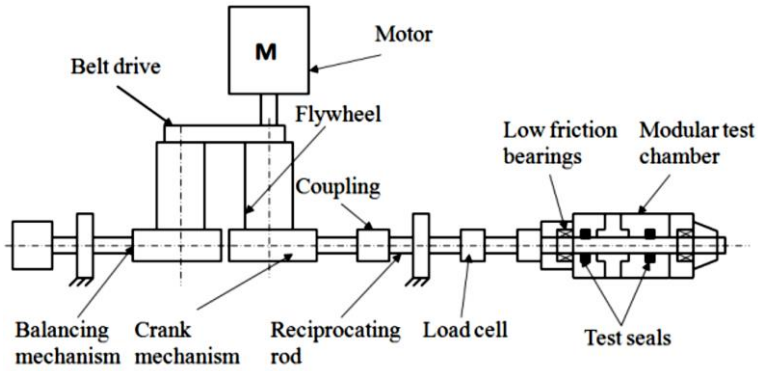


Figure 29: dispositif de mesure dans le cas de rotation et translation [59]

Le dispositif représenté sur la Figure 30 [60] est un dispositif d'essais dédié aux systèmes pneumatiques breveté en Chine en 2014, qui permet de mesurer la force de frottement, la température générée par le frottement des joints et la fuite pour différentes conditions de fonctionnement. Le vérin électrique (1) est installé sur un bâti (4) à travers un bloc de positionnement(2). La tige du vérin électrique est reliée à la tige du piston de la cellule d'essais (9) par l'intermédiaire d'une rotule (3). La cellule d'essais est installée sur une paire de blocs de glissement à billes (10) qui sont installés sur un rail de guidage (5). L'autre extrémité de la cellule est reliée à une extrémité à un capteur de force (7) relié à son tour au bâti, à travers le support (8). Un capteur de déplacement (11) permet le contrôle de course.

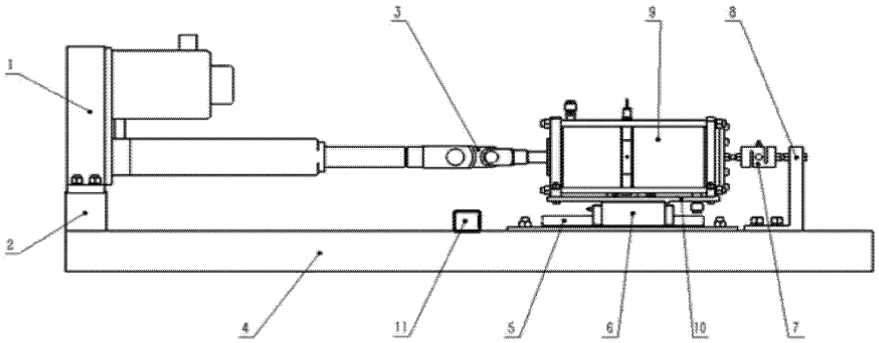


Figure 30: Schéma global du banc d'essai présenté dans la référence [60].

La Figure 31 présente en détail les composants de la cellule d'essais (9). Un système de circulation d'eau est utilisé pour contrôler la température de la cellule. Un thermocouple (38) et un capteur de pression (35) instrumentent le joint de tige (30). La fuite est calculée à partir de la pression et du volume de la chambre en utilisant la loi des gaz parfaits.

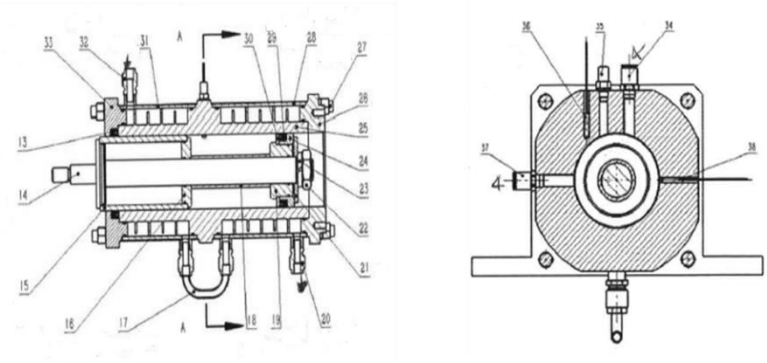


Figure 31: Dispositif de mesure de la force de frottement [60]

L'objectif de l'étude réalisée par Belforte et al [61] en 2014 est de trouver une géométrie de joint qui répond aux critères de l'étanchéité sur les actionneurs pneumatiques surtout vis-à-vis de la fuite et de la lubrification. Un tel joint permet une petite fuite d'air à travers un espace très étroit entre la lèvre d'étanchéité et la contre-surface. Ce film d'air évite à la fois le contact et assure la lubrification au niveau de l'interface de la pièce d'étanchéité, permettant ainsi une réduction du frottement et de l'usure. Par la suite, l'utilisation de graisse pourrait être limitée ou évitée. Une géométrie de joint équipée d'une chambre d'équilibrage auto-pressurisée a été conçue pour rendre la fuite aussi insensible que possible à la pression d'alimentation et aux tolérances d'usinage du cylindre. Pour cela un prototype a été fabriqué et des essais ont été effectués. Les essais sont faits sur trois cylindres de diamètres différents 50 mm, 50.1 mm et 50.2 mm avec des pressions allant jusqu'à 0.6 MPa. Les mesures de fuites, effectuées avec un débitmètre à flotteur, sont de l'ordre de 0.02 l/min. Ce travail a permis de trouver un compromis entre la géométrie du joint et la dimension du cylindre et d'avoir des informations sur l'évolution de la fuite en fonction des conditions de fonctionnement.

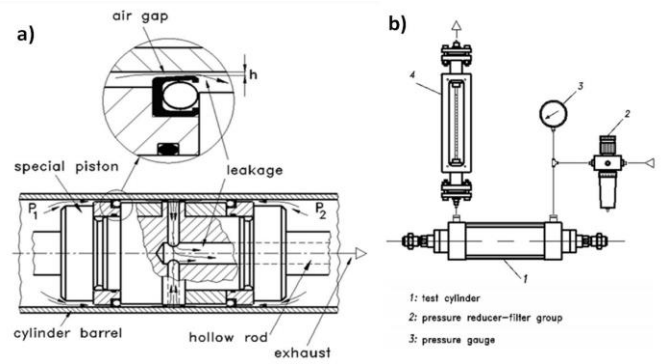


Figure 32 : a) schéma du principe de fonctionnement du dispositif de mesure, b) dispositif de mesure de la fuite [61]

En 2017, Mazza et Belforte [62] présentent un modèle analytique et sa validation expérimentale pour évaluer les forces de frottement dans les vérins pneumatiques. Les contributions individuelles des joints de piston et de tige ont été analysées en utilisant une double

approche analytique et expérimentale. L'approche analytique implique une estimation de la force de frottement basée sur la conception du joint (moule d'élasticité, surface de frottement, angle de la lèvre) et le coefficient de frottement du joint. L'approche expérimentale implique la réalisation de mesures sur des actionneurs complets. Les résultats ont montré la dépendance de la force de frottement des conditions de fonctionnement et en particulier de la pression dans la chambre et de la vitesse. Au niveau de l'actionneur complet, l'étude a montré l'importance non seulement du différentiel de pression à travers le piston mais aussi de la pression dans les chambres. La force de frottement augmente avec l'augmentation du différentiel de pression. Pour tout différentiel de pression donné, la force de frottement est plus élevée si la pression dans les chambres est plus élevée. La force de frottement dépend de la direction du mouvement, le nombre de joints (actionneur simple ou double tige) et de l'orientation des lèvres du joint. Le modèle théorique tient compte des principaux facteurs qui influencent le phénomène : le coefficient de frottement, l'orientation de la section transversale du joint, la direction de la vitesse, et la pression différentielle à travers le joint. Les résultats obtenus avec le modèle analytique concordent avec les résultats expérimentaux.

I.2.5 Conclusion

Cette étude bibliographique permet de formuler quelques conclusions sur l'état actuel de la recherche expérimentale. Tout d'abord nous remarquons l'abondance d'études expérimentales qui traitent la mesure de la fuite dans les joints hydrauliques. La fuite est mesurée par trois méthodes, par le pesage du poids de la fuite, la mesure du débit et une troisième méthode beaucoup plus répandue, basée sur la mesure de l'épaisseur du film. La mesure de l'épaisseur du film est utile non seulement pour évaluer la fuite mais sert aussi comme paramètre d'entrée pour les modèles numériques. Quatre techniques existent pour mesurer l'épaisseur du film, trois qui sont des méthodes intrusives (mécanique, magnétique et électrique) et les techniques optiques qui sont non intrusives et beaucoup plus utilisée dernièrement.

Deux autres paramètres caractérisant le contact des joints ont été investigués, la pression de contact et la force de frottement. Plusieurs dispositifs ont été développés pour évaluer la pression de contact au niveau de la zone d'étanchéité. La mesure de la pression de contact reste cependant délicate et très sensible aux conditions de mesures.

De nombreux dispositifs expérimentaux sont développés pour mesurer la force de frottement des joints dans différentes conditions. La mesure de frottement est le paramètre le moins difficile à mesurer par rapport à ceux abordés précédemment. Les études montrent une forte dépendance de la force de frottement aux conditions générales de fonctionnement (vitesse des surfaces, pression d'alimentation, serrage, etc.) mais aussi à d'autres paramètres tels que les propriétés du lubrifiant, la conception du joint ou l'état de surface, etc.

I.3 Études théoriques

I.3.1 Introduction

Cette partie résume l'ensemble des avancées réalisées dans le développement de la modélisation numérique de la lubrification des joints en élastomère. Elle présente l'état d'art sur la lubrification hydrodynamique. Les régimes de lubrification, les principales caractéristiques statistiques des surfaces rugueuses, ainsi que les méthodes de résolution des problèmes ElastoHydrodynamique sur les joints en élastomère.

1.3.2 Lubrification hydrodynamique des surfaces rugueuses

1.3.2.1- Introduction aux régimes de lubrification

Les paramètres géométriques de la rugosité de surface doivent être pris en compte dès lors que la hauteur de film atteint l'ordre de grandeur des rugosités. Ainsi, trois régimes de lubrification sont mis en évidence : le régime de lubrification limite, le régime de lubrification mixte et la lubrification hydrodynamique (film complet). Ces régimes sont identifiés en fonction du type d'interaction de contact qui survient entre les surfaces en mouvement relatif.

Ces régimes de lubrification peuvent être représentés à partir d'une courbe de variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Hersy, $H_s = \mu \frac{U}{W}$, où U est la vitesse relative, μ est la viscosité dynamique du lubrifiant et W la charge supportée par le contact. En lubrification limite, la charge est principalement supportée par les aspérités en contact. Lorsque l'effet hydrodynamique prend progressivement de l'importance et commence à séparer les surfaces qui restent encore en contact sur une partie de leurs aspérités, ce régime de lubrification est appelé régime mixte. Dans la lubrification à film complet, le lubrifiant sépare totalement les surfaces et le frottement est généré exclusivement par le cisaillement du lubrifiant.

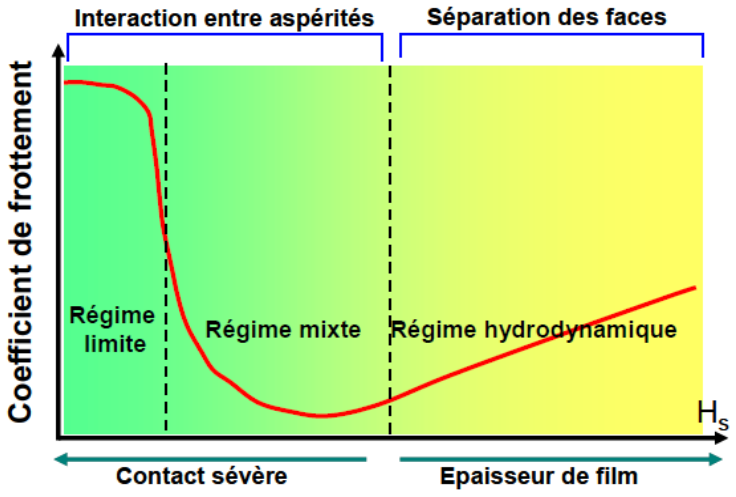


Figure 33 : Différents régimes de lubrification

1.3.2.2 Caractérisation des surfaces rugueuses

La caractérisation des surfaces rugueuses est un sujet complexe, qui ne sera pas repris en détail ici. Le but est de définir un nombre de paramètres suffisants pour décrire de la manière la plus précise possible les caractéristiques d'une surface rugueuse. À ce jour, on dispose de plus d'une centaine de paramètres de rugosité, dont quatorze sont souvent utilisés. Ils sont décrits dans le standard international ISO-25178. Ce standard s'appuie sur les caractéristiques 2D et 3D des surfaces rugueuses, les trois paramètres qui nous intéresseront par la suite peuvent être directement appliqués à la caractérisation des surfaces. Ces paramètres sont l'écart moyen quadratique (écart-type - Rq (σ)), l'asymétrie (skewness – Rsk) et l'aplatissement (kurtosis – Rku). Ils sont décrits par la norme ISO-25178.

1.3.3 Études Numériques

1.3.3.1 Introduction

La théorie de la lubrification HydroDynamique (HD) a été utilisée depuis les années 60 pour traiter les problèmes de la lubrification des joints en élastomère. La modélisation HD peut être abordée de deux façons :

- Soit on connaît la pression et on calcule l'épaisseur de film.
- Soit on connaît l'épaisseur de film et on calcule la pression.

La première façon, beaucoup moins utilisée, est appelée "méthode indirecte ou inverse". Elle est basée sur l'hypothèse de l'égalité entre la pression statique de contact, obtenue à partir d'un calcul de structure lors de la mise en position d'un joint et la pression hydrodynamique générée dans le lubrifiant pendant le fonctionnement. Ainsi, l'équation de Reynolds peut être utilisée pour prédire l'épaisseur de film.

La deuxième façon, la plus utilisée pour traiter des problèmes de lubrification, est appelée "méthode directe" : la pression est l'inconnue de l'équation de Reynolds.

1.3.3.2 La méthode indirecte (inverse)

La théorie inverse ([71], [72], [73]), nécessite une prédiction très précise de la pression statique de contact, obtenue à partir d'un calcul de structure simulant l'assemblage et la pressurisation du joint. En conséquence, le comportement hydrodynamique (pression du lubrifiant, épaisseur du film, débit, etc.) est complètement dépendant de la réponse structurelle statique du joint lors de sa mise en position. Le fait que la pression de contact statique est remplacée en fonctionnement par la pression hydrodynamique semble justifiée lorsqu'on compare les épaisseurs du film lubrifiant observées expérimentalement (de l'ordre micrométrique) par rapport aux déplacements induits par le montage des joints (de l'ordre du dixième de millimètres).

Kanters et all. [72] présentent une méthode d'évaluation des caractéristiques de la lubrification hydrodynamique pour un joint rectangulaire en élastomère en utilisant la théorie inverse. Les effets des rugosités des surfaces et de la piezoviscosité sont négligés. La pression de contact statique est obtenue par la modélisation éléments finis de l'assemblage du joint. Le matériau du joint est décrit avec le modèle Neo Hooke, obtenu à partir des essais de traction uni axiale. Un code de calcul permet de déterminer l'épaisseur du film lubrifiant en tenant compte des effets hydrodynamiques dans la région d'entrée où la dérivée seconde de la pression est nulle. Dans ce but, les auteurs ont développé une méthode pour déterminer la position du point d'inflexion dans la région d'entrée où la dérivée seconde de la pression est nulle. Les épaisseurs du film obtenues sur ce joint par calcul ont été comparées avec celles de l'expérimentation. Les différences entre le calcul et l'expérimentation sont de moins de 10%. La comparaison a été réalisée dans des conditions loin des conditions réelles de fonctionnement.

Bien qu'ancienne, la théorie inverse reste tout à fait d'actualité, et trouve même de nouveaux partisans. Nikas, G., très connu pour ses travaux dans la modélisation des joints hydrauliques ([74][75],[76], [77], [78]) s'est investi dans la création d'un modèle basé sur la théorie inverse avec R.S. Sayles [79], en 2006. Les auteurs soulignent que, dans les conclusions de cette étude, la corrélation avec les résultats expérimentaux est bonne avec le modèle de la théorie inverse.

Ce modèle a été ensuite amélioré afin de traiter les joints composites (PTFE + élastomère) [80], en 2006. Une particularité des travaux de Nikas et de ses coauteurs consiste dans l'approche analytique utilisée lors du calcul de la pression de contact. Alors que cette méthode est probablement moins exacte qu'un calcul en éléments finis, elle permet de déterminer analytiquement les dérivées de la pression, ce qui facilite le calcul de l'épaisseur du film à l'aide de la méthode inverse.

En 2011, A. Fatu et al [81] ont utilisé la théorie inverse pour réaliser une analyse numérique des joints hydrauliques. Les principales nouveautés apportées par les auteurs consistent à prendre en compte l'influence des contraintes de cisaillement dans le film lubrifiant et le traitement des effets hydrodynamiques sur l'entrée du joint. Les auteurs ont montré que le champ de pression calculé directement à partir du modèle de structure ne donne pas une approximation réaliste de la pression hydrodynamique dans la zone d'entrée et qu'une correction hydrodynamique est nécessaire. En outre, il a été montré que si le frottement tangentiel dû à la contrainte de cisaillement dans le film lubrifiant n'était pas pris en compte, une erreur d'environ 5% pouvait être commise concernant les prédictions de fuites et de forces de frottement.

1.3.3.3 La méthode directe

Cette méthode fait toujours appel à l'équation de Reynolds dont l'inconnue est cette fois-ci la pression. Cependant, l'épaisseur de film est reliée à la pression par les déformations mécaniques du joint (modèles ElastoHydroDynamiques –EHD). Le lien entre la pression et l'épaisseur du film est souvent réalisé par le calcul d'une matrice des coefficients d'influence (ou matrice de compliance). Celle-ci suppose un comportement mécanique linéaire de la structure. La connaissance de la pression de contact est toujours requise, celle-ci étant obtenue dans la phase préparatoire du calcul, à l'aide des simulations de structure effectuées par la méthode des éléments finis.

En 1983, Johannesson [82] développe une méthode de calcul EHD pour déterminer l'épaisseur de film, le débit de fuite et la force de frottement dans les joints hydrauliques en élastomère en tenant compte de la rupture et de la reformation du film d'huile. Dans cette étude, l'auteur définit des "facteurs d'étanchéité" permettant de calculer le champ de pression. Ces facteurs sont déterminés à partir de la méthode indirecte. Les calculs sont effectués sur un joint torique. Les résultats ont montré que l'épaisseur du film d'huile est plus importante en sortie qu'en entrée de tige avec l'apparition de contact en fin de sortie et en début d'entrée de tige. L'épaisseur de film augmente avec la vitesse de tige. L'auteur affirme que l'épaisseur moyenne du film diminue légèrement en sortie de tige et fortement en entrée de tige avec l'augmentation de la pression de service. Cette différence est essentiellement due aux gradients maximums de pression qui augmentent avec la pression de service lors de l'entrée de tige et qui diminuent quand la pression de service diminue lors de la sortie de tige.

En 1984, Pratti et Strozzi [83] ont proposé une étude EHD des joints en élastomère de section rectangulaire avec des coins arrondis. Une méthode numérique et une méthode expérimentale basée sur la photoélasticité sont utilisées pour déterminer la distribution de la pression de contact. En absence de fluide, deux pics de pression de contact près des bords du joint sont observés expérimentalement et obtenus numériquement. La méthode expérimentale montre que la distribution de la pression de contact statique est modifiée lorsqu'un mouvement existe entre la tige et le joint avec ou sans présence de fluide dans le contact. Les influences de la pression de contact et de la vitesse de translation sont étudiées expérimentalement alors que l'influence du coefficient de Poisson du joint en élastomère est examinée numériquement. Les auteurs ont utilisé la théorie hydrodynamique directe pour évaluer les caractéristiques du contact. La méthode est basée sur les points suivants : la pression de contact sec entre le joint et la tige est évaluée par un modèle éléments finis non-linéaire (modèle de Mooney-Rivlin), la compliance du joint est évaluée pour les nœuds définissant l'épaisseur du film, l'écoulement est décrit par l'équation de Reynolds. Le modèle numérique employé montre que dans le cas d'un joint rectangulaire, la

forme du film est quasiment uniforme sur toute la longueur du contact et qu'un bourrelet (extrusion du joint) se produit à la sortie du contact (du côté air ambiant).

En 2003, Nikas [84] étudie les performances d'étanchéité d'un joint de section rectangulaire en élastomère. Le modèle développé prend en compte un grand nombre de paramètres et a été appliqué à l'étude des joints utilisés dans les actionneurs d'avions pour une large gamme de températures (de -55 °C à +135 °C) et de pressions (de 1 MPa à 50 MPa). Le modèle permet le calcul des champs de pression de contact et d'épaisseur de film, du taux de fuite et du frottement pour des contacts statique et dynamique.

L'auteur a remarqué que la pression de contact moyenne est très proche de la pression de service (pression d'alimentation) à cause de l'incompressibilité du matériau (caoutchouc). L'épaisseur moyenne du film augmente avec l'accroissement de la pression de service et de manière significative dans les contacts rugueux. Pour des pressions de service assez grandes, l'épaisseur minimale du film augmente avec une diminution de la surface de contact entre les aspérités.

La même année Nikas [85] consacre une étude à l'extrusion des joints rectangulaires en élastomère. Ce phénomène, observé lors des sorties de tige, se situe au dégagement étroit entre la tige et le corps de l'actionneur. Le joint développe un "bourrelet" sous l'effet des hautes pressions de service ou bien sous l'effet d'un frottement important entre la tige et le joint. Ce phénomène a été observé dans des études précédentes [83][84]. Ce « bourrelet » s'amplifie sans la présence d'une bague d'extrusion. Cette anomalie provoque localement de l'abrasion. Finalement, cela peut altérer la fonction principale du joint et conduire à la destruction de celui-ci. Nikas a développé des équations algébriques qui décrivent la forme extrudée du joint ainsi que la pression de contact du joint déformé. Ces dernières, intégrées au modèle développé dans l'étude précédente [84], décrivent le comportement général des joints en termes de lubrification avec prise en compte de l'extrusion. L'auteur a observé que :

- Les vitesses d'entrée et de sortie de tige ainsi que la viscosité du fluide n'influencent pas l'extrusion,
- Le phénomène d'extrusion augmente avec l'accroissement de la pression de service et l'augmentation du jeu entre la tige et le joint,
- La pression de contact sur la partie extrudée évolue rapidement vers zéro alors qu'elle part d'un maximum qui est approximativement égal à la pression de service,
- La partie extrudée est partiellement en contact avec la tige et la pression de contact augmente brusquement sur une petite largeur de contact, jusqu'à ce qu'elle atteigne la pression de contact du joint, approximativement égale à la pression du cylindre.

D'après l'auteur, accroître la largeur du joint, le rayon des coins et spécialement le module d'élasticité ou la dureté défavorise la formation de l'extrusion. Ce dernier observe qu'à basses températures (inférieures à 50°C) où le module d'élasticité est généralement élevé, l'extrusion est minimisée ou complètement éliminée ; sauf si l'extrusion est déjà présente lorsque la baisse de température se produit. Pour conclure cette étude, l'auteur souligne que l'utilisation d'une bague anti-extrusion semble être la seule solution satisfaisante pour protéger le joint de l'extrusion.

Le modèle numérique développé lors de la première étude [84] est amélioré afin d'inclure les effets transitoires. La pression de service et la vitesse de la tige de l'actionneur varient avec le temps. Le nouveau modèle [86] comprend également des améliorations concernant le traitement de l'extrusion du joint, les effets élastiques non-linéaires, la modélisation de la bague anti-extrusion. Ces améliorations permettent une analyse complète des caractéristiques d'étanchéité du système joint-bague sous des conditions réelles de fonctionnement transitoire des actionneurs. De plus, les effets thermiques et l'analyse des contacts rugueux sont également inclus. Cette étude couvre une large gamme de pressions du cylindre (supérieure à 0,1 MPa) et de températures de fonctionnement (de - 60 °C à 140 °C). L'auteur a montré que :

- Le débit de fuite calculé est en concordance avec les mesures expérimentales.
- La force de frottement calculée est plus faible que celle mesurée. Cette observation a souvent été citée dans la littérature. Elle est attribuée aux effets d'adhésion non-considérés par le modèle de lubrification.
- La pression de service est le paramètre qui a le plus d'effet suivi de la température qui affecte le débit de fuite et réduit considérablement la viscosité dynamique du fluide lubrifiant.

En 2004, Nikas et Sayles [87] consacrent une étude aux effets du comportement mécanique non-linéaires du caoutchouc sur l'analyse EHD des joints rectangulaires en élastomère. Lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères (pression de service et température élevées), il est impératif de décrire correctement le comportement non linéaire du joint pour déterminer convenablement la pression de contact, la largeur de contact, la fuite et la force de frottement. Les modèles classiques, Hooke (élasticité linéaire) et Mooney-Rivlin (élasticité non- linéaire) sont utilisés et comparés. Les différences sont non-négligeables surtout sous des conditions de fonctionnement sévères. En revanche, les écarts sont faibles pour des conditions de fonctionnement qui ne produisent pas de déformations supérieures à 10%. Les auteurs notent que pour des taux de déformation de moins de 10%, le modèle de Hooke décrit correctement le comportement du caoutchouc. Pour des taux de déformation supérieurs, le modèle de Mooney-Rivlin est plus adapté. De manière générale, la différence entre les deux modèles en termes de contrainte-déformation est comprise entre 0 et 5% pour des conditions de fonctionnement normales, pouvant atteindre 15% pour les hautes pressions de service et les hautes températures

de fonctionnement. En effet, dans ces conditions, la non-linéarité du matériau est fortement mise en évidence. Pour le taux de fuite, l'effet du modèle choisi est significatif à hautes pressions et à hautes températures. La force de frottement est quasiment identique quel que soit le modèle même pour des conditions sévères de fonctionnement. Cependant, il est important de noter que les auteurs affirment que leur modèle numérique et quelles que soient les lois de comportement utilisées, sous-estime le frottement et surestime le débit de fuite.

Nikas [88] a mené, en 2004, une analyse de l'effet du module d'élasticité et des rugosités de surface de la bague anti-extrusion sur les caractéristiques de l'étanchéité. Dans le cas étudié, les résultats montrent que :

- Le système d'étanchéité sans bague anti-extrusion est inefficace au-dessus d'une pression de service critique égale dans ce cas à 15 MPa. Cette dernière dépend directement, selon l'auteur, de la température de fonctionnement.
- Le débit de fuite par cycle ou les débits de fuite pour l'entrée et la sortie de tige sont indépendants de la pression de service pour un système d'étanchéité avec bague mais dépendent de la température.
- Le jeu a peu d'effet sur le débit de fuite mais le module d'élasticité de la bague a un effet plus significatif. En effet, les fuites diminuent avec l'augmentation du module d'élasticité.
- Il est observé que la rugosité a très peu d'influence sur le débit de fuite. En revanche, la pression de service a un effet marqué sur le débit, même si ce dernier reste assez faible. D'après Nikas, les fuites dépendent de la hauteur moyenne des rugosités de surface de la bague indépendamment de la pression de service.

En 2006, Nikas et Sayles [89] ont utilisé leur modèle pour étudier un mécanisme d'étanchéité avec deux joints élastomères montés en série avec deux bagues anti-extrusion (**Figure 34**). L'espace entre les joints et les bagues appelé inter-joint ("interseal") est initialement rempli d'air puis, lors du fonctionnement de l'actionneur, il se remplit d'un mélange d'air, de fluide hydraulique, voire de gaz dissous dans le fluide. L'objectif de cette étude est de déterminer un ordre de grandeur des taux de fuite pour ce type de mécanisme. De plus, les auteurs souhaitent évaluer les problèmes associés au développement d'une pression dans l'espace inter-joint. Cette création de pression a été remarquée dans des études expérimentales. Cette étude a été menée pour des pressions de services comprises entre 0 MPa et 35 MPa, des températures de fonctionnement comprises entre –54 et 135 °C et des vitesses de translation comprises entre 0,05 m/s et 0,5 m/s.

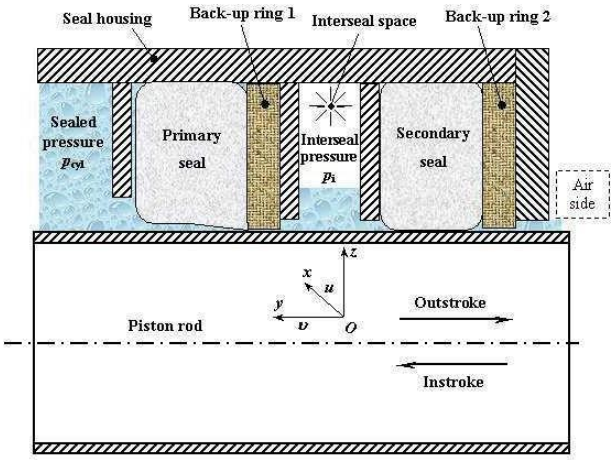


Figure 34 : Montage et géométrie du système d'étanchéité avec 2 joints et 2 bagues [89]

Les résultats obtenus montrent que :

- Le montage avec deux joints et deux bagues, comparé à un montage avec un seul joint, offre une réduction importante de la fuite (de l'ordre de 50 % voire plus dans certaines conditions).
- La pression inter-joint est assez basse jusqu'à un certain moment où elle augmente brusquement excédant la pression de service. Cette augmentation de pression est due à l'accumulation continue de la fuite dans l'espace inter-joint. Le nombre de courses avant l'apparition d'une pression inter-joint peut être prédite. Le problème peut être évité en utilisant des valves anti-retour ou des systèmes de recirculation du fluide. D'autre part, le nombre critique de courses peut être bien plus grand que le nombre normal de courses pendant la durée de vie du système ou peut être sensiblement augmenté en augmentant l'espace inter-joint.
- À hautes températures, les fuites sont vraiment faibles voire nulles.

En 2007, Salant et al. [90] proposent un modèle EHD unidimensionnel axisymétrique couplant l'équation de Reynolds, les déformations mécaniques et le contact entre les aspérités de surface. Une procédure itérative est nécessaire pour la résolution du problème. Ce modèle est exploité pour étudier le comportement des joints élastomères utilisés dans les actionneurs hydrauliques linéaires. La tige du vérin est supposée parfaitement lisse alors que la surface du joint est considérée rugueuse. Pour cela, des facteurs d'écoulement sont introduits dans l'équation de Reynolds afin de tenir compte de la rugosité de la surface du joint en contact. La déformation du joint est obtenue à partir d'un calcul par les éléments finis en utilisant la méthode des coefficients d'influence (matrice de compliance). Le modèle de Greenwood et Williamson est utilisé pour calculer la pression de contact. Ce modèle a été appliqué à un joint élastomère de forme U (**Figure 35**) ayant un diamètre extérieur de 90 mm, un module d'élasticité de 43 MPa, une rugosité de surface Ra = 1 μm, une vitesse d'entrée de tige de 0,813 m/s, une vitesse de

sortie de tige de 0 ,635 m/s et une pression de service de 6,9 MPa. Les résultats de simulations ont montré que :

- Pour la sortie de tige l'épaisseur de film est faible et constante sur la quasi-totalité du contact. D'après les auteurs, cette faible épaisseur indique que le mode de lubrification est mixte. Pour l'entrée de tige, il est constaté qu'une faible zone d'étanchéité est en lubrification mixte et qu'une grande zone d'étanchéité est en film complet.
- Dans le cas de la sortie tige les pressions de contact (pression de contact et pression de contact statique) sont significatives.
- Environ deux tiers de la zone d'étanchéité est en cavitation dans le cas de sortie tige.
- Les épaisseurs de film calculées sont inférieures à 3 μm.
- Pour un joint typique fonctionnant principalement en lubrification mixte la rugosité joue un rôle très important dans la détermination des fuites.

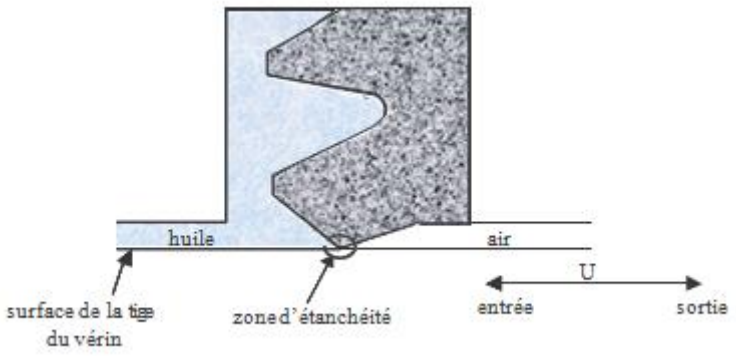


Figure 35 : Schéma du joint pour le modèle de Salant et al. [90]

En 2010, Yang [91] présente une étude d'un joint à double lèvres en utilisant le même modèle utilisé en [90]. Les auteurs notent que le comportement d'un joint double lèvres peut être très différent de celui d'un joint à simple lèvre. Tout d'abord, la fuite augmente avec la taille des rugosités. Au-delà de Ra = 0,3 μm et pour le joint à doubles lèvres, on observe une fuite ; tandis que pour le joint à simple lèvre, la fuite ne se produit que pour des valeurs supérieures à 0,6 μm. De plus, la fuite est légèrement plus importante sur le joint double. Les auteurs affirment que cela est dû à l'augmentation de la pression dans l'espace inter-lèvres. Pour la sortie de la tige, la pression inter-lèvres est maximale (6,4 MPa pour une pression de service de 6,9 MPa) pour une rugosité de 0,6 μm. Pour l'entrée de la tige, la pression inter-lèvres ne se crée que pour une taille de rugosité comprise entre 1 et 1,2 μm ; autrement, il y a cavitation du fluide dans l'espace inter-lèvres. Puis, pour le joint à double lèvres, les auteurs fixent deux valeurs de la rugosité : 0,22 μm pour un joint sans fuite (premier cas) et 0,6 μm pour un joint qui fuit (deuxième cas) et choisissent de présenter les résultats de la lèvre primaire. Dans le premier cas, les auteurs notent que l'épaisseur du film est plus importante pour l'entrée de la tige que pour la sortie. Par contre la

longueur de la zone de contact est identique. De plus, le régime de lubrification est mixte. Lors de la sortie de la tige, la zone de cavitation est plus étendue que lors de l'entrée de la tige. Pour le deuxième cas, le régime de lubrification est toujours mixte. En outre, la longueur de la zone de contact est plus petite pour la sortie de la tige que pour l'entrée de la tige. Les résultats montrent qu'il n'y a pas de cavitation lors de la sortie de la tige et que la pression est élevée et quasiment constante. Pour l'entrée de la tige, la zone de cavitation est étendue. Les auteurs précisent que l'on obtient le même comportement en étudiant la lèvre secondaire. Finalement, les auteurs précisent que les caractéristiques d'un joint simple lèvre pour avoir le minimum de fuite s'appliquent également pour un joint à double lèvres, à savoir : cavitation lors de la sortie de la tige et un film plus épais durant l'entrée que durant la sortie.

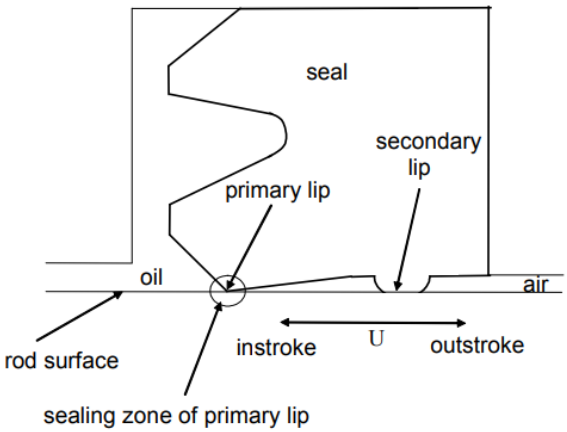


Figure 36 : Schéma du joint à double lèvres pour. [91]

Nicholas B. Maser [92], a réalisé une étude sur un joint hydraulique de tige. L'originalité de ce travail est l'utilisation d'un logiciel éléments finis (ANSYS) pour le calcul de la réponse élastique de la structure et pour le calcul de la matrice de compliance. Les auteurs utilisent une approche stochastique classique de modélisation de l'écoulement en régime de lubrification mixte, basée sur l'équation de Reynolds modifiée par Patir et Cheng et avec la correction du débit dans les zones de rupture introduite par Payvar et Salant [93]. Celle-ci est couplée à une approximation stochastique de la pression de contact entre les aspérités (modèle de Greenwood et Williamson [94]). L'épaisseur du film comporte, elle aussi, deux composants dont le calcul n'est pas tout à fait traditionnel. Ils considèrent ainsi une « épaisseur statique », de valeur figée : l'épaisseur statique est la hauteur du film pour laquelle la pression de contact stochastique des aspérités (obtenue par la méthode de Greenwood et Williamson) est égale à la pression de contact calculée par la modélisation en éléments finis. L'épaisseur totale du film est donnée par cette hauteur statique à laquelle ils rajoutent les déplacements générés par le surplus de pression entre la pression totale calculée (hydrodynamique + contact des aspérités) et la pression de contact statique (calcul Ansys).

Öngün et al. [95] et T.Schmidt et al. [96] utilisent un couplage fort entre l'équation de Reynolds et le logiciel Abaqus pour le calcul de structure. Ils proposent un nouveau type d'élément 2D pour Abaqus, appelé par les auteurs « élément d'interface hydrodynamique ». La formulation est basée sur l'équation de Reynolds 1D, couplée à l'approche stochastique de calcul du contact de Greenwood et Williamson [94]. Tous les paramètres requis par la formulation éléments finis sont dérivés et présentés par les auteurs (calcul des forces nodales, des contraintes de cisaillement, du frottement, de la contribution à la matrice de rigidité, des résidus). Le modèle est ensuite appliqué lors de la simulation d'un joint torique avec une description non-linéaire du comportement mécanique du matériau. Les résultats incluent les épaisseurs du film et les champs de pression pour différentes conditions.

Une autre approche de ce type est proposée par Stupkiewicz et Marciniszyn [97], en utilisant les logiciels AceGen et AceFEM. L'approche théorique et l'implémentation sont moins détaillées, les auteurs mettant l'accent sur les études de densité des maillages et le nombre de points de calcul hydrodynamique associé à chaque élément. La pression hydrodynamique est toujours calculée à l'aide de l'équation de Reynolds, en prenant en compte les effets piezo-visqueux et, de manière simplifiée, la cavitation. Les auteurs présentent aussi deux analyses détaillées des joints hydrauliques de tige, l'une pour un joint torique et l'autre pour un joint rectangulaire, en formulation 2D axisymétrique. Le modèle non-linéaire de Mooney-Rivlin est utilisé pour modéliser le matériau. Les résultats présentent l'épaisseur du film et les champs de pression hydrodynamique pour différentes vitesses de glissement et différentes pressions de service, aussi bien pour l'entrée que pour la sortie de la tige. L'influence de la courbure des congés du joint rectangulaire est également étudiée. En fin de cette étude, des comparaisons très intéressantes sont effectuées afin d'évaluer l'influence sur l'épaisseur du film de la contrainte tangentielle générée par le frottement. Ainsi, pour le joint torique, négliger le frottement ne modifie pas significativement la solution, alors que pour le joint rectangulaire, des écarts allant jusqu'à 15% sont observés. En négligeant le frottement, l'épaisseur du film est sous-estimée en entrée de tige de -1% à -3% et surestimée en sortie de tige de +2% à +15%.

En 2012, Thatte, A et Salant [98], ont étudié l'influence des effets viscoélastiques sur les performances d'un joint hydraulique de forme U. Les auteurs montrent que :

- Les effets de la viscoélasticité dépendent fortement de l'application.
- La viscoélasticité peut affecter de manière significative les performances d'étanchéité du joint de tige en termes de frottement et de fuite.
- Avec des pressions d'étanchéité élevées pouvant atteindre 21 MPa et une fréquence de cycle élevée (temps de cycle de 1,5 s), le phénomène de contact secondaire (le talon du

joint rentre en contact) a été observé. Ce contact secondaire produit une augmentation significative de la pression de contact et donc de la force de frottement sur la tige.

- La viscoélasticité induit des différences significatives dans le comportement du joint, d'un cycle à l'autre. Avec une réduction de la fréquence de cycle, les différences de cycle en cycle sont réduites. En effet, avec une réduction de la fréquence, le joint viscoélastique a plus de temps pour se détendre et atteindre l'équilibre interne avant de commencer le cycle suivant.
- Les caractéristiques de fuite sont très différentes pour le même joint utilisé dans des applications avec des fréquences de cycle différentes. Le joint analysé, utilisé dans un cycle de 1,5 seconde, ne fuit pas ; si la durée d'un cycle est de 3 ou 6 secondes, des fuites importantes sont signalées.

Cette étude montre également que l'augmentation de la constante de temps de relaxation du polymère réduit la tendance d'avoir un contact secondaire pour une fréquence de fonctionnement donnée. Ils révèlent que pour une fréquence donnée, il existe une "température critique" pour laquelle le contact secondaire se produit et les caractéristiques d'étanchéité varient d'un cycle à l'autre. De même, pour une température de fonctionnement donnée, il existe une "fréquence critique" de fonctionnement au-dessous de laquelle le joint présente un contact secondaire et les distributions de pression de contact changent de manière significative. Ces résultats montrent que les performances d'un joint peuvent être modifiées en contrôlant ses constantes de temps de relaxation.

En 2015, Huang, Y and Salant, R.F [99], ont effectué une étude numérique d'un joint de tige hydraulique en mouvement alternatif, avec prise en compte d'éventuelles conditions de sous-alimentation. Les auteurs supposent que la quantité de fluide transporté pendant la sortie de tige doit intégralement retourner dans la zone d'étanchéité (équilibre des débits). L'étude montre que les conditions de sous-alimentation entraînent une faible zone sous pression dans la zone d'étanchéité, des pressions de contact plus élevées et une force de frottement plus élevée que dans des conditions inondées (alimentées).

Une année après (2016) [100], les mêmes auteurs utilisent le modèle développé dans l'étude précédente[98], [99] pour analyser un joint hydraulique de forme U avec une tige texturée. Les résultats de l'étude montrent que pour des conditions de sous-alimentation, la force de frottement exercée sur la tige par le joint ne peut pas être réduite de manière significative en texturant la tige et même elle pourrait être légèrement augmentée.

Pour conclure cette partie, on note que les travaux publiés sur les études numériques des joints en élastomère des actionneurs hydrauliques linéaires sont nombreux. Nikas et Salant sont les principaux auteurs qui ont contribué à l'avancée de la modélisation EHD sur les joints en

élastomère. De plus en plus on note des travaux de recherche orientés vers le couplage de l'équation de Reynolds à des logiciels de calcul de structure.

1.3.4 Conclusion

Cette étude bibliographique, bien que non exhaustive, permet toutefois de formuler quelques conclusions sur l'état actuel de la recherche sur la modélisation des joints en élastomère. Nous remarquons tout d'abord l'abondance des travaux de recherches sur la modélisation des joints hydrauliques, en raison de leur utilisation de plus en plus répandue, contrairement aux études numériques sur joints pneumatiques qui sont pratiquement inexistantes. À travers cette recherche bibliographique, nous avons recensé deux principales méthodes utilisées pour la modélisation des joints dynamiques en translation : la méthode inverse dont le champ de pression hydrodynamique est connue et on calcule l'épaisseur de film, et la méthode directe dont l'inconnu est la pression hydrodynamique. Même si la méthode inverse semble donner des résultats satisfaisants pour certains cas, la méthode directe permet la prise en compte d'un nombre plus important de paramètres (couplage mécanique film/structure, rhéologie du lubrifiant, lubrification mixte, fonctionnement transitoire, …) et donc de prédire le comportement des étanchéités pour une large gamme de conditions de fonctionnement.

I.4 Rhéologie de la graisse

I.4.1 Introduction

Certains organes mécaniques tels que les vérins pneumatiques sont peu accessibles. Il est donc onéreux et difficile d'y intégrer des systèmes de lubrification. La graisse, de par ses propriétés rhéologiques (adhérence, fluide visqueux à seuil), permet de s'affranchir de ces systèmes complexes : en effet, la graisse forme une couronne autour du joint assurant une certaine étanchéité et jouant ainsi le rôle d'un réservoir de lubrifiant. La graisse déposée au niveau et aux bords du joint doit assurer une lubrification à vie.

Les mécanismes qui permettent de décrire ce type de lubrification sont encore mal connus. Leur compréhension est cependant fondamentale pour améliorer la formulation des graisses dans le but d'optimiser la durée de vie de ces systèmes.

Les joints pneumatiques en élastomère sont utilisés avec succès depuis des années pour étancher les systèmes pneumatiques. Malgré la fiabilité de ces systèmes, on ne dispose pas de nombreuses recherches expérimentales et théoriques sur ces sujets. En particulier, il n'est pas encore clair comment ces systèmes d'étanchéité, lubrifiés à la graisse, fonctionnent. Dans cette partie de la recherche bibliographique, l'accent est mis sur la lubrification avec de la graisse, la rhéologie de celle-ci et les études réalisées dans ce contexte.

I.4.2 Lubrification à la graisse

La graisse lubrifiante est un fluide colloïdal [101] de rhéologie complexe composé d'une phase liquide (65-95% d'huile de base), d'additifs (0-10%) et d'une phase solide (3-30% d'épaississant). Les huiles de base peuvent être minérales (paraffiniques, naphténiques, aromatiques) ou synthétiques (esters, hydrocarbures synthétiques, huiles siliconées). Les épaississants de graisse les plus utilisés sont les savons métalliques (simples ou complexes) tels que le lithium, le calcium, le sodium ou l'aluminium. Certaines graisses ne contiennent pas de savons mais des épaississants inorganiques (amiante, silice, etc) ou organiques (Polyurée, PTFE, etc).

Les épaississants forment un réseau qui a pour rôle d'emprisonner l'huile de base et de donner de la consistance à la graisse (semi-fluide, fluide, molle ou dure). Le savon donne à la graisse un aspect semi-solide et permet la lubrification dans des applications où l'alimentation continue en huile n'est pas possible.

La composition semi-solide de la graisse entraîne un comportement d'écoulement complexe. En dessous d'une certaine contrainte seuil, la graisse est solide et se déforme élastiquement. Au-dessus de cette limite élastique (contrainte seuil), la graisse s'écoule comme un fluide et la viscosité diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement (vitesse de cisaillement). Ce comportement semi-solide est également appelé comportement viscoélastique.

Il n'y a pas de valeur de limite d'élasticité définie précisément mais, une contrainte d'écoulement apparente est souvent utilisée dans les modèles d'écoulement non newtoniens décrivant la contrainte de cisaillement de la graisse.

Comme mentionné précédemment, la majorité des joints pneumatiques sont lubrifiés à la graisse. La graisse est facile à appliquer et ne fuit pas. Elle fournit de l'huile aux surfaces de contact pour la lubrification [102]. Connaitre la rhéologie de la graisse utilisée est d'une grande importance pour estimer les performances et la fiabilité des joints pneumatiques.

I.4.3 Rhéologie de la graisse

Le comportement de l'écoulement de graisse est caractérisé par des modèles rhéologiques qui décrivent la viscosité, la contrainte de cisaillement et les différences de contraintes normales en fonction du taux de cisaillement. Les différents paramètres du modèle sont obtenus à partir des courbes d'écoulement mesurées sur des rhéomètres.

I.4.3.1 Propriétés de la graisse

La structure typique d'un épaississant de type savon métallique ressemble à un réseau fibreux, **Figure 37**, de dimension variable, **Figure 38**. À titre d'exemple, pour une graisse lithium, la longueur des fibres peut varier entre 1 μm et 100 μm avec un diamètre de fibres compris entre 0.1 μm et 10 μm [104]. L'interaction entre l'huile de base et l'épaississant détermine les propriétés d'écoulement ou la rhéologie de la graisse.

Les additifs sont utilisés pour améliorer les performances des graisses. Ceux-ci sont incorporés dans la graisse soit à l'état liquide, soit à l'état solide. Leur rôle est multiple : la protection des surfaces solides contre l'usure (additifs pour pressions extrêmes, anti-usure, anti-frottement), l'augmentation de la viscosité, la protection contre l'oxydation de l'huile de base et des surfaces de contact (anti-oxydation), l'amélioration de l'adhésion de la graisse aux surfaces, etc.

De plus, les additifs peuvent avoir une influence significative sur la consistance des graisses ainsi que sur le mécanisme de drainage d'huile. Par conséquent, leur utilisation nécessite une bonne connaissance des interactions chimiques et des forces d'attraction entre les additifs, l'huile de base et l'épaississant.

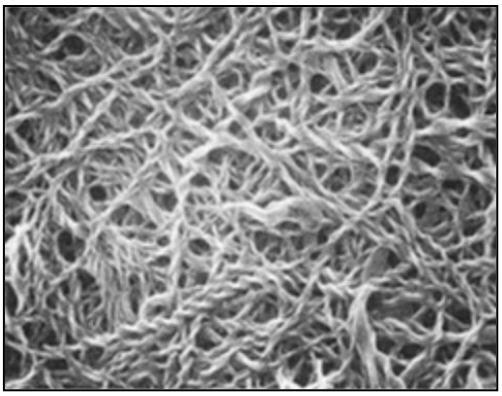


Figure 37: Image MEB d'un réseau de savon hydroxy stéarate de lithium sans huile de base [103].

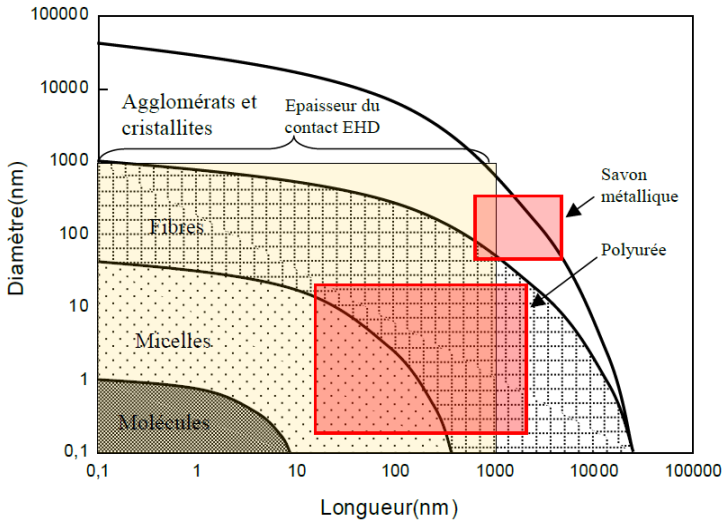


Figure 38: Dimension des épaississants, [103]

Le caractère semi-solide de la graisse lubrifiante l'empêche de s'écouler à de faibles contraintes, c'est-à-dire qu'il faut surmonter une contrainte minimale avant que l'écoulement ne commence. Cela indique un comportement rhéo-fluidifiant. Cette contrainte est appelée la limite d'élasticité ou la limite d'élasticité «apparente», car la graisse montre un écoulement de fluage à des contraintes inférieures à la limite d'élasticité apparente [101], [102]. La séparation de l'épaississant et de l'huile peut entraîner un comportement d'écoulement encore plus complexe à de faibles taux de cisaillement, tels que la bande de cisaillement [102] ou le glissement à la paroi [112]. Par conséquent, lorsque la contrainte de cisaillement est mesurée en fonction du taux de cisaillement appliqué, une relation non linéaire est trouvée. Une autre conséquence de la structure épaississante est qu'elle introduit une élasticité, ce qui entraîne des contraintes supplémentaires dans la graisse orthogonale à la direction du cisaillement. Ces contraintes sont appelées différences de contraintes normales (effet Weissenberg) et peuvent être du même ordre de grandeur que les contraintes de cisaillement [102].

De plus, les propriétés de la graisse dépendent fortement de la température. La viscosité de l'huile de base diminue significativement avec la température, ce qui réduit également la viscosité de la graisse et la limite d'élasticité apparente. La rhéologie, ainsi que le type d'huile de base, le type d'épaississant et la sélection d'additifs, sont les principaux paramètres qui déterminent la performance des graisses dans de nombreuses applications d'ingénierie.

I.4.3.2 Modèles rhéologiques

L'apparition dans l'industrie de produits lubrifiants de composition complexe, tels que les graisses, les bitumes, les lubrifiants additivés de polymères, etc., rend caduque l'hypothèse de fluide newtonien pour décrire le comportement rhéologique de ces produits. En effet, compte-tenu des sollicitations de plus en plus sévères qui sont imposées à ces lubrifiants leurs réponses ne peuvent plus être modélisées par une loi de type visqueux linéaire [101].

La rhéologie des graisses est quantifiée par plusieurs paramètres tels que la viscosité, le taux de cisaillement, les efforts normaux, le module élastique et le module visqueux, etc. Ces différents paramètres sont décrits par un nombre d'expressions mathématiques dénommées fonctions ou modèles rhéologiques. Le comportement rhéologique des graisses traduit en quelque sorte une réponse macroscopique de la structure microscopique des graisses. De ce fait, les courbes d'écoulement et le seuil d'écoulement ainsi que la variation des modules dynamiques sont souvent corrélés avec les modifications de la structure interne des graisses durant le fonctionnement, le mécanisme de dégradation et les performances des graisses.

Toutefois, le choix d'un modèle approprié et représentatif de la réponse de la graisse soumise à différentes sollicitations doit être évalué à partir des mesures expérimentales. La viscosité dynamique d'une graisse peut être exprimée par une relation mathématique en fonction de différents paramètres tels que : la température, la pression, la vitesse de cisaillement, l'épaisseur du film et le temps.

De nombreux modèles sont disponibles pour décrire les propriétés rhéologiques des fluides lubrifiants. Certains modèles spécifiques trouvent leur application dans la lubrification à la graisse et peuvent être utilisés pour décrire la viscosité et la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement.

I.4.3.2.1 Fluides indépendants du temps soumis à un cisaillement

En général, on caractérise la vitesse de déformation par le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$ qui correspond, pour un écoulement de cisaillement simple, au gradient de vitesse $\partial u/\partial y$ et s'exprime en s^{-1}. La **Figure 39** montre, en échelle linéaire, des relations typiques entre la contrainte de cisaillement τ et le taux de déformation (taux de cisaillement) $\dot{\gamma}$ donnés pour différents types de fluides non newtoniens.

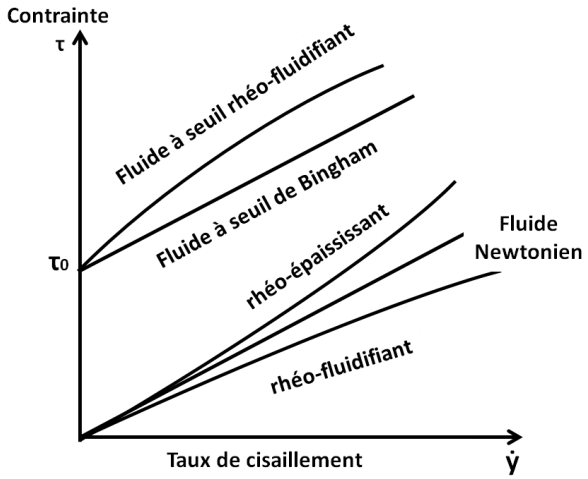


Figure 39: Relation entre le taux de cisaillement et la contrainte.

1. Fluides à seuil

Pour des fluides à seuil, on n'a aucun écoulement tant que la contrainte appliquée ne dépasse pas une valeur critique τ_0 (dans des ouvrages ou articles anciens on trouve également le qualificatif de « fluides plastiques »). On introduit souvent la notion théorique de « fluide de Bingham » qui suppose une variation linéaire de la déformation avec la contrainte au-delà du seuil : une telle caractéristique ne reflète pas bien la relation contrainte - taux de cisaillement des fluides réels et la loi réelle, au-dessus du seuil, est souvent plus proche d'une loi de puissance.

2. Fluides rhéo-fluidifiants

Ces fluides s'écoulent même sous une contrainte faible, mais ils ont une viscosité effective $\eta_{eff} = \tau/\dot{\gamma}$, qui diminue lorsque la contrainte croît (la littérature en langue anglaise parle de shear-thinning fluids). L'ancienne appellation de fluides « pseudo-plastiques » est parfois rencontrée. De nombreuses solutions de polymères présentent ce type de comportement qui peut être attribué à la composition de la structure.

3. Fluides rhéo-épaississants

Ce sont des fluides dont la viscosité augmente cette fois avec la contrainte appliquée. Le sable mouillé en est un exemple : à faibles vitesses, les grains glissent les uns par rapport aux autres en étant lubrifiés par 1'eau ; sous fortes contraintes, ils viennent frotter et se raidir les uns contre les autres.

Quelques lois rhéologiques approchées

La rhéologie des graisses peut être déterminée par des essais de cisaillement (vitesse de cisaillement constante) ou par des tests dynamiques (vitesse de cisaillement variable dans le temps – généralement une variation sinusoïdale). Le comportement rhéo-fluidifiant (voir **Figure 40**) est modélisé à l'aide de modèles généralisés Newtoniens pour lesquelles la viscosité varie en fonction de la vitesse de cisaillement. On trouve la loi de puissance, le modèle de Carreau-Yasuda, le modèle de Cross, le modèle de Herschel-Bulkley, etc.

Pour des taux de cisaillement très importants ($>10^4 s^{-1}$) la microstructure des graisses se décompose et les valeurs de la viscosité dynamique diminuent jusqu'à la viscosité des huiles de base [105]. Ainsi, on peut établir dans la courbe de viscosité deux plateaux newtoniens qui correspondent aux vitesses de cisaillement plus faibles et plus élevées, avec un domaine de transition entre les deux plateaux définissant le caractère rhéo-fluidifiant [104][105] (voir **Figure 40**.b). Les modèles de Carreau-Yasuda et de Sisko semblent capables de décrire ce type de comportement en incluant la présence des deux plateaux ainsi que le domaine de transition.

Pour de nombreuses applications pratiques, il faut disposer de lois analytiques approchées reliant la contrainte et la déformation. Comme nous venons de le voir, une variation en loi de puissance du type de celle de 1'équation 1.6, proposée par Ostwald, fournit une première approximation valable dans certains cas.

$$\mu = K\left(\frac{dU}{dy}\right)^{-\alpha} \quad \text{(I.6)}$$

Un exposant $\alpha > 0$, correspond à un fluide rhéo-fluidifiant (les plus fréquents), alors que $\alpha < 0$ correspond aux fluides rhéo-épaississants. Pour $\alpha > 0$, la relation (1.6) prédit que μ devient infini quand le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$ tend vers 0, alors qu'on observe que μ tend au contraire vers une valeur limite constante (appelée souvent « palier newtonien ») comme on 1'observe dans la **Figure 40**.b et la **Figure 41**.

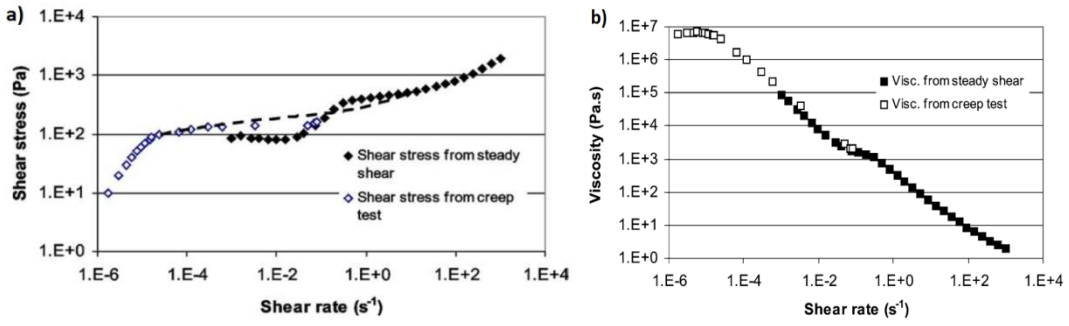


Figure 40 : a) Courbes de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement. b) Courbe de viscosité caractéristique pour un fluide rhéo-fluidifiant. Les résultats correspondent à une graisse lithium 12% [105].

Pour représenter 1'ensemble de la courbe et, en particulier, les limites aux valeurs de $\dot{\gamma}$ faibles et élevées, on utilise des formules plus complexes du type Cross (1965) [106]. Ce modèle de viscosité permet d'adapter les données à une large gamme de taux de cisaillement :

$$f(\dot{\gamma}) = \frac{\mu(\dot{\gamma}) - \mu_\infty}{\mu_0 - \mu_\infty} \quad \text{(I.7)}$$

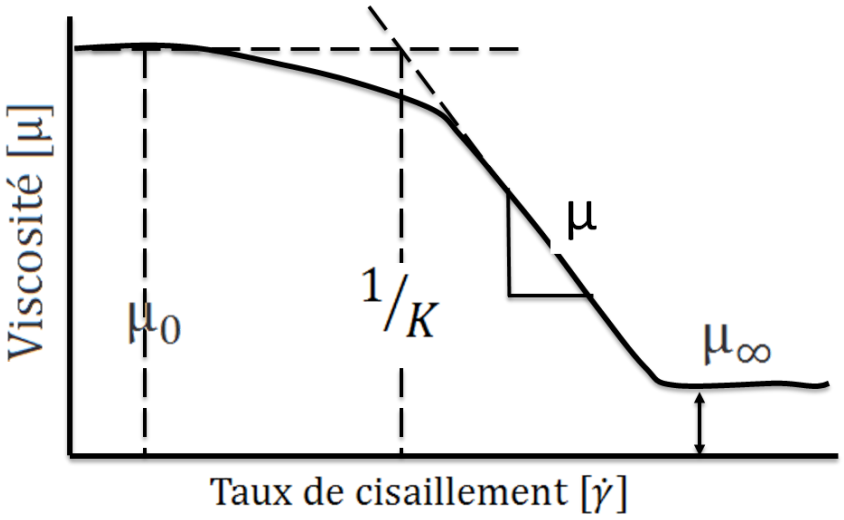


Figure 41: Courbe de viscosité caractéristique pour un fluide rhéo-fluidifiant, avec une viscosité qui varie inversement avec le taux le cisaillement, μ_0: représente une approximation de la viscosité à des taux de cisaillement faibles et μ_∞: la viscosité pour des taux de cisaillement très grands [105].

μ_0 et μ_∞se réfèrent aux valeurs asymptotiques de la viscosité à des taux de cisaillement très faible et très élevé respectivement avec une région de la loi de puissance entre les deux. La fonction f($\dot{\gamma}$) est par exemple une loi de puissance modifiée du type Cross $f(\dot{\gamma}) = (1 + (k\dot{\gamma})^m)$. Ce modèle peux être une alternative au modèle de Carreau et d'Ellis [106]

Dans le cas, $f(\dot{\gamma}) = (1 + K^2\dot{\gamma}^2)^{-P}$ le modèle décrit la loi de Carreau 1972 [106]. Dans le cas où $f(\dot{\gamma}) = (1 + (K\dot{\gamma})^a)^{\frac{n-1}{a}}$, le modèle I.4.2 devient la loi de Carreau-Yasuda [106] où **"a"** présente le paramètre qui décrit la transition entre le plateau newtonien supérieur à la région décrite par la loi de puissance[8]. Le modèle Carreau-Yasuda est l'extension du modèle de Carreau. L'avantage par rapport au modèle de Carreau est qu'il est continu pour tous les taux de cisaillement supérieurs ou égaux à zéro [107].

Il est instructif de faire certaines approximations de ces modèles. Nous pouvons introduire un certain nombre de modèles de viscosité populaires et largement utilisés. Pour le cas où $\mu \ll \mu_0 \text{et } \mu \gg \mu_\infty$, le modèle de Cross se résume à:

$$\mu = \frac{\mu_0}{(K\dot{\gamma})^m} \quad \text{(I.8)}$$

Avec une simple redéfinition des paramètres, on obtient la loi de puissance [106],

$$\mu = K_2 \dot{\gamma}^{n-1} \quad (I.9)$$

où" **n**", est l'index de comportement de la loi, K_2 est la consistance [$Pa.s^n$].

Dans le cas où,

$$\begin{cases} n = 1, & \text{le fluide est Newtonien} \\ n < 1, & \textit{le fluide est non Newtonien rhéo} - \textit{fluidifiant} \\ n > 1, & \textit{le fluide est non Newtonien rhéo} - \textit{épaississant} \end{cases} . \quad (I.10)$$

De plus, si $\mu \ll \mu_0$, on obtient [106] le modèle I.4.5:

$$\mu = \mu_\infty + \frac{\mu_0}{(K\dot{\gamma})^m} \quad (I.11)$$

Qui s'écrit aussi de cette forme

$$\mu = \mu_\infty + K_2 \dot{\gamma}^{n-1} \quad (I.12)$$

Cette forme décrit le modèle de SISKO (1958) [102][106]. Ce modèle s'adapte à la viscosité à des taux de cisaillement élevés.

Gecim [101], [103], a proposé une loi rhéologique inspirée de celle de Cross, l'avantage de cette loi est d'avoir un seul paramètre d'ajustement, contrairement à celle de Cross qui a deux paramètres (Équation I.13). Elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\mu = \mu_0 \frac{\beta + \mu_\infty \dot{\gamma}}{\beta + \mu_0 \dot{\gamma}} \quad (I.13)$$

où μ_0 et μ_∞, sont les valeurs asymptotiques de la viscosité à des taux de cisaillement très faibles et très élevés respectivement. β est le paramètre d'ajustement.

Les lois précédentes prédisent une viscosité finie pour $\dot{\gamma} = 0$; et ainsi elles ne s'appliquent pas aux fluides à seuil. II faut donc utiliser d'autres équations, dont la plus simple est celle de Bingham, qui suppose que le taux de cisaillement est proportionnel à la différence de contrainte $\tau - \tau_0$ au-dessus de la valeur seuil τ_0 de la contrainte τ. Le modèle de Bingham est donné sous la forme suivante :

$$\mu = \mu_B + \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}} \quad (I.14)$$

où μ_B, représente la viscosité de Bingham dont la valeur est dérivée de la pente ascendante de la courbe contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement, τ_0, le seuil d'écoulement de Bingham en tant que point d'interpolation.

Très peu de fluides suivent une telle caractéristique et la relation contrainte-déformation présente en général une courbure dirigée vers le bas (fluides à seuil rhéofluidifiants). On représente souvent un tel comportement par des lois combinant l'effet de seuil et des lois de puissance, comme la loi d'Herschel-Bulkley. En effet, le modèle Herschel-Bulkley combine la limite élastique (seuil d'écoulement) τ_0 et le comportement pseudo-plastique de la loi de puissance. La loi d'Herschel-Bulkley s'écrit sous la forme :

$$\mu = \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}} + K\dot{\gamma}^{n-1} \quad \text{(I.15)}$$

La contrainte seuil dont dispose ce type de fluides (viscoplastique), donne un aspect discontinu. Cette discontinuité rend le traitement numérique de ses lois délicat. Pour cela Papanastasious [108] propose d'attribuer des formes analytiques modifiées à ces lois. La loi de Bingham (I.15) modifiée suivant l'approche de Papanastasiou [108] est donnée ci-dessous :

$$\mu = \mu_0 + \frac{\tau_0[1-\exp(-m\dot{\gamma})]}{\dot{\gamma}} \quad \text{(I.16)}$$

"m", représente le paramètre de Papanastasious qui contrôle le degré d'influence de la contrainte seuil. Lorsque m tend vers zéro on retrouve le modèle newtonien alors que, lorsque m tend vers l'infini, on approche du comportement de Bingham.

Le modèle de Herschel-Bulkley a été modifié en introduisant la modification de Papanastasious au terme plastique de la viscosité dans la relation (I.15). La viscosité s'exprime par :

$$\mu = K\dot{\gamma}^{n-1} + \frac{\tau_0[1-\exp(-m\dot{\gamma})]}{\dot{\gamma}} \quad \text{(I.17)}$$

Le paramètre de Papanastasious m, présente le degré d'influence de la contrainte seuil. Lorsque m égale zéro, on retrouve la loi de puissance, tandis que lorsque m tend vers l'infini on approche du comportement d'Herschel-Bulkey classique.

Palacios et Palacios [109]proposent de rajouter un troisième terme au modèle d'Harschel-Bulkley. Ce terme permet de prendre en compte la variation de la viscosité à des taux de cisaillement très élevés. Ils supposent qu'à des taux de cisaillement élevés la viscosité tend vers la viscosité de l'huile de base. Le modèle d'Herschel-Bulkely modifié avec l'introduction de la modification de Papanastasious [108] et la modification de Palacios [109] est donné sous la forme suivante:

$$\mu = K\dot{\gamma}^{n-1} + \frac{\tau_0[1-\exp(-m\dot{\gamma})]}{\dot{\gamma}} + \mu_\infty \quad \text{(I.18)}$$

où, μ_∞, représente la viscosité à des cisaillements élevés (représente la viscosité de l'huile de base dans le cas des graisses).

I.4.3.2.2 Fluides non newtoniens dépendant du temps

1. Fluides Viscoélastiques

La viscoélasticité correspond à un comportement d'intermédiation entre celui d'un solide élastique (déformation proportionnelle à la contrainte et reliée à celle-ci par les coefficients d'élasticité) et celui d'un liquide (taux de déformation croissant avec la contrainte).

Le comportement viscoélastique des graisses lubrifiantes se manifeste par une réponse correspondant plutôt à un solide élastique qu'à un fluide newtonien quand les contraintes appliquées sont faibles ; ceci est dû à la présence des efforts normaux et à la composante élastique (G') du module dynamique (G). Jusqu'à une certaine valeur de la contrainte appliquée la réponse du fluide consiste dans une variation linéaire des modules élastique et visqueux (composants du module dynamique) tout en gardant la valeur du module élastique supérieure à celle du module visqueux (G").

Le domaine de viscoélasticité linéaire (G' > G") est conservé jusqu'à ce que la valeur du taux de cisaillement (ou de la déformation appliquée) dépasse une valeur critique γ_{cr} (Figure 42). Dans ce domaine de transition entre un état plutôt solide élastique vers un état plutôt visqueux, les valeurs du module élastique commencent à diminuer et finalement deviennent plus faibles que celles de la composante visqueuse. Pour des contraintes appliquées très élevées la réponse devient similaire à un fluide visqueux, avec G' < G".

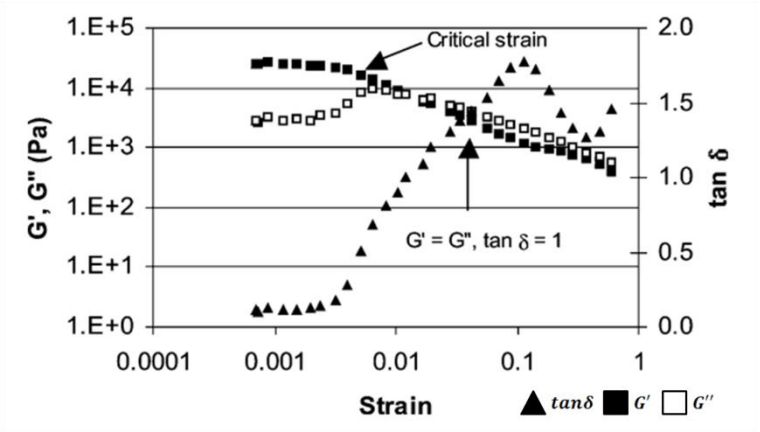


Figure 42: Les modules dynamiques – élastique et visqueux avec le point d'intersection où G' = G" et l'identification de la déformation critique qui marque la fin du domaine de viscoélasticité linéaire. Les résultats correspondent à une graisse lithium 12% [105].

La valeur de la déformation critique γ_{cr} est dépendante du type d'épaississant mais ne dépend pas de la concentration d'épaississant dans la graisse [111], [110]. Pour la même concentration d'épaississant, la grandeur du domaine de viscoélasticité linéaire est également influencée par la nature de l'huile de base (minérale, ester, etc.). Également, la valeur du module élastique

augmente avec la concentration d'épaississant : pour des concentrations réduites d'épaississant les valeurs du module élastique sont faibles, presque nulles tandis que, pour des concentrations assez importantes, le module élastique est plus élevé que le module visqueux, au moins dans le domaine de viscoélasticité linéaire.

Généralement, la rhéologie des fluides viscoélastiques est obtenue par des essais de cisaillement ou d'écrasement dynamique (variation des contraintes dans le temps).

2. Fluides thixotropes

Ces fluides ont une viscosité qui diminue avec le temps quand on leur applique une contrainte constante. Après suppression de cette contrainte, on ne retrouve la viscosité initiale qu'après un certain temps. De nombreux corps sont à la fois thixotropes, rhéo-fluidifiants et même à seuil [101], [113]. Certains auteurs affirment que la thixotropie est valable pour tous les fluides rhéo-fluidifiants si le temps de repos est suffisant [101][114].

La différence entre la viscoélasticité et la propriété de thixotropie est en rapport avec l'échelle de temps utilisée pour observation. La viscoélasticité est une réponse très rapide qui dépend du temps. La microstructure prend son temps pour répondre aux contraintes appliquées et conserve sa structure initiale pour des temps d'observation très courts. Dans le cas d'un fluide thixotrope, la réponse dépend aussi du temps mais la microstructure change (destruction du réseau interne).

I.4.4 Mesures des caractéristiques rhéologiques des fluides

La rhéomètrie se réfère génériquement aux techniques expérimentales utilisées pour déterminer les propriétés rhéologiques des matériaux, c'est-à-dire les relations quantitatives et qualitatives entre les déformations et les contraintes, et leurs dérivées. La rhéométrie de cisaillement est de loin la méthode la plus fréquemment utilisée pour mesurer la rhéologie des graisses non newtoniennes. Ces rhéomètres contrôlent la contrainte de cisaillement ou la vitesse de cisaillement et peuvent avoir des géométries différentes. Par exemple les cylindres concentriques (Figure 43.a), les palettes cylindriques (Figure 43.b), les plaques parallèles (Figure 43.c), les plaques coniques (Figure 43.d). Différents revêtements de surface variant de très lisses à des surfaces très rugueuses sont utilisés.

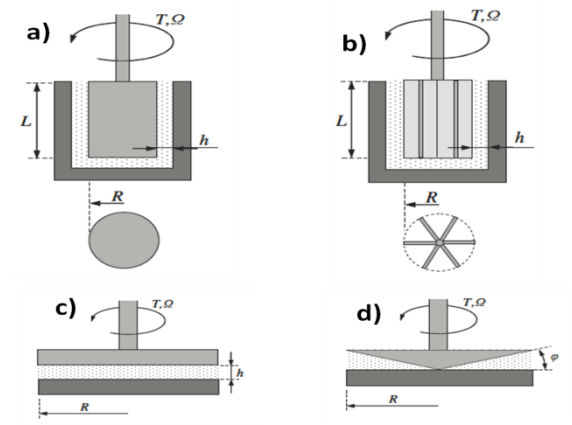


Figure 43: Cylindres concentriques (a), Palette cylindrique (b), Plaques parallèles (c), Plaque conique (d).

Dans le rhéomètre à cône et à plaque parallèle, il est supposé que, du fait de l'angle du cône, le taux de cisaillement est constant sur le rayon de la plaque et suivant la hauteur de l'entrefer. Le taux de cisaillement maximum qui peut être atteint est limité par la vitesse de rotation maximale du rhéomètre ou par la rupture de graisse ou la perte de graisse qui peut se produire sur le bord. L'avantage du rhéomètre à plaques parallèles rotatives est que des vitesses de cisaillement plus élevées peuvent être atteintes en diminuant la hauteur entre les deux surfaces, et par conséquent, les effets de bord sont moins susceptibles de se produire. Ici, le taux de cisaillement est supposé constant sur la hauteur de la couche de graisse mais n'est plus constant sur le rayon de la plaque. Dans le rhéomètre à cylindre concentrique, un petit espace est formé entre deux cylindres concentriques dont l'un est en rotation. Là encore, il est supposé que la vitesse de cisaillement (taux de cisaillement) est constante dans le petit espace, ce qui est une bonne approximation si le jeu est suffisamment petit par rapport au rayon du cylindre. Pour réduire le glissement de la graisse sur la paroi dans toutes ces géométries, une rugosité de surface est requise. Une version extrême d'une telle rugosité est obtenue dans la géométrie à palette, où le cylindre interne dans le rhéomètre à cylindres concentriques est remplacé par des palettes.

Les résultats expérimentaux sont habituellement présentés sous forme de viscosité ou de contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement. Ce sont des résultats indirects puisque la plupart des rhéomètres de rotation appliquent une vitesse angulaire et mesurent le couple. Dans tous les rhéomètres rotatifs, la contrainte de cisaillement est calculée à partir du couple, et la taille du rhéomètre et le taux de cisaillement est calculé à partir de la vitesse angulaire et de la hauteur de l'entrefer. Pour calculer le taux de cisaillement, on suppose que le profil de vitesse est linéaire dans l'entrefer, ce qui n'est pas forcément vrai à cause d'un éventuel glissement aux parois ou de la rhéologie non-linéaire de la graisse qui peut entraîner des profils d'écoulement plus complexes. Ces perturbations sont également présentes dans des rhéomètres non

rotationnels comme le rhéomètre à tube capillaire, où la viscosité est déterminée en mesurant le débit en fonction de la différence de pression dans une conduite.

Dans ce qui suit nous présentons à titre d'exemple des études réalisées sur le comportement de la graisse et le mécanisme de lubrification dans le cas des roulements et des joints à lèvre.

En 2003, Couronne et al [110], ont analysé par interférométrie la formation du film dans des roulements à billes lubrifiées avec des graisses à base de lithium et aluminium, de l'huile minérale ou d'ester. La viscosité de ces huiles de base était de 65 cSt (à 40°C) avec 12% d'épaississant pour tous les échantillons. Les résultats indiquent que :

- Pour une graisse à base de lithium le contact est rempli par l'huile de base, tandis que l'épaississant s'accumule sur les bords du contact,
- Pour une graisse à base d'aluminium, les fibres d'épaississant sont détruites par la dégradation mécanique et/ou thermique, et rentrent dans le contact. La viscosité du mélange est supérieure à celle de l'huile de base et engendre une épaisseur de film plus importante (ainsi qu'un couple de frottement plus important).
- La présence des additifs des graisses dans le contact fait augmenter l'épaisseur de film au début du fonctionnement et modifie les limites du régime de lubrification limite pour les deux types d'additifs utilisés.
- Pour la graisse à base d'aluminium, le régime limite de fonctionnement est atteint plus rapidement comparé à celle à base de lithium. Ce fait est dû aux interactions physico-chimiques entre les constituants des graisses et leur comportement rhéologique.
- La capacité de formation d'un film lubrifiant est aussi influencée par la composition des graisses et la compatibilité entre leurs constituants (la solubilité de l'épaississant dans l'huile de base).

La même année Couronné et al [111] ont conclu qu'une graisse avec une microstructure compacte et résistante (des valeurs élevées du module d'élasticité - G') démontre une faible capacité de formation d'un film lubrifiant et favorise le régime de lubrification limite. D'autre part, une graisse homogène (bonne solubilité de l'épaississant dans l'huile de base) dans des conditions sévères de vitesse et de pression peut produire des structures hétérogènes qui peuvent agir négativement sur le mécanisme de lubrification ou re-lubrification en jouant le rôle d'une barrière. En revanche, une graisse à faible solubilité (structure hétérogène et moins élastique) peut devenir homogène à des sollicitations sévères ce qui permet de générer des films lubrifiants épais et retarder le régime limite.

En 2012, Hiraoka [112] a étudié les facteurs qui peuvent influencer le mécanisme d'écoulement de la graisse dans les roulements. Dans cette étude il a testé quatre graisses différentes dans différentes conditions (vitesse de rotation, mésaligement). D'après les

observations, ils remarquent que dans certains cas, la graisse présente initialement autour du contact (dans un coin de graisse) pénètre dans le contact. Ce phénomène dépend des conditions d'essai et de la nature du lubrifiant.

- Dans le cas d'un réservoir (coin de graisse) constitué entièrement d'un seul type de graisse, le lubrifiant ne pénètre pas dans l'interstice (espace entre la plaque inférieure et le disque).
- Si la plaque inférieure est couverte initialement d'un film mince de graisse avec des propriétés différentes du volume de graisse constituant le coin de graisse, la graisse pénètre dans l'interstice,

Au niveau du coin de graisse, ils ont observé la présence de deux phénomènes :

- Dans le cas des graisses à base d'huile minérale (UM et LiM) une fracture (séparation) au niveau du réservoir est observée : le coin de graisse est divisé en deux volumes ; un volume fixe attaché à la plaque inférieure et l'autre au disque supérieur en rotation.
- Dans le cas d'une graisse PTFE-PFPE une zone d'écoulement autour de la plaque est observée au niveau du coin de graisse.
- Pour les cas où la couche limite est présente entre le réservoir de graisse et les parois, les phénomènes présentés ci-dessus ne sont pas visibles.

La pénétration de graisse dans l'interstice peut donc être attribuée à la présence du phénomène de glissement sur la paroi. Cela peut être expliqué ainsi :

- Si la graisse adhère aux parois solides, le cisaillement du réservoir engendre une séparation du coin de graisse en deux volumes lors du mouvement relatif, d'où la création d'une zone d'écoulement entre les deux plaques,
- Si la graisse glisse sur la couche limite présente, le couple généré par le glissement entraîne le lubrifiant dans l'interstice.

L'inclinaison des plaques (la présence d'un mésalignement) engendre l'augmentation de la longueur de pénétration. Dans ce cas, la pénétration de la graisse dans l'interstice ne commence pas au début du test (comme dans le cas précédent), mais elle se manifeste après quelques minutes avec un taux de pénétration très important.

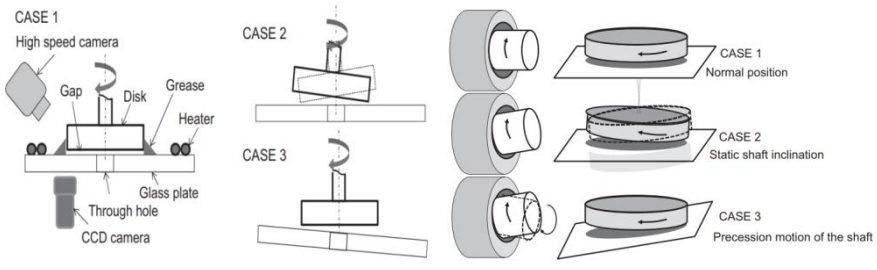


Figure 44 : Schéma des tests et conditions de l'arbre [112]

Pour évaluer l'influence du comportement thixotropique des graisses, les auteurs ont réalisé des essais d'oscillation en présence de deux plaques parallèles et à température ambiante. Les observations ont montré que la graisse PTFE-PFPE entre dans l'interstice après 15 minutes de test. Cette graisse est composée de particules de petites tailles qui s'opposent moins à l'écoulement par rapport aux graisses LiM ou UM (constituées des fibres longues).

Pour conclure, les facteurs qui influencent le mécanisme d'écoulement de graisse sont les suivants :

- La vitesse des parois solides,
- Les forces centrifuges,
- Les températures élevées,
- La dégradation du lubrifiant,
- L'usure des surfaces de contact (l'état des surfaces),
- Les conditions d'adhérence à la paroi,
- Le phénomène de battement (mésalignement).

En 2016, M. Sommer et al [115] ont étudié l'influence de la taille et la forme des particules des épaississants sur le fonctionnement des joints à lèvre. Ils utilisent à la fois un montage sur disque (tribomètre rotatif) et un banc d'essai pour joints radiaux développé spécialement pour ces tests. Les coefficients de frottement, l'usure et le pompage du joint ont été mesurés et corrélés avec la taille et la forme des particules d'épaississant. Il a pu être montré que :

- Des particules épaississantes sont présentes dans la zone d'étanchéité avec l'huile de base et influent sur les performances du système d'étanchéité,
- Les graisses, avec de petites particules épaississantes en forme de sphères présentent le coefficient de frottement le plus faible au cours de la lubrification mixte, mais le plus élevé en lubrification hydrodynamique,
- Les particules épaississantes en forme de sphère avec un petit diamètre, sont capables de diminuer le taux d'usure par rapport à l'huile de base,
- Le mécanisme de pompage des joints d'arbre rotatifs est favorisé par les particules d'épaississant, surtout si elles sont de taille moyenne.

I.4.5 Conclusion

Dans les joints pneumatiques lubrifiés à la graisse, l'épaisseur de film varie en fonction de la forme du joint, de l'état des surfaces de contact, des conditions de service (vitesse, température, pression) et de la nature du fluide présent dans le contact.

La nature du fluide dans le contact représente un des plus importants points d'incertitude dans le cas des joints pneumatiques, joints à lèvre et roulement. Les conclusions tirées par différents auteurs à ce sujet sont souvent différentes. Plus précisément, le contact est parfois considéré comme étant rempli par :

- Soit la graisse,
- Soit l'huile de base (donné par une séparation entre l'épaississant et l'huile),
- Soit le produit de drainage qui est contenu dans l'huile de base mélangée avec des fibres cassées d'épaississant (résultant du mécanisme de drainage et du mécanisme de dégradation).

Cet aspect est important, car l'épaisseur du film, le mécanisme de lubrification et les caractéristiques de l'étanchéité varient selon la nature du fluide dans le contact.

Chapitre II-Étude expérimentale

II.1 Introduction

Ce chapitre s'intéresse à l'étude expérimentale des systèmes d'étanchéité des vérins pneumatiques lubrifiés avec de la graisse. L'étude expérimentale du comportement de ces systèmes d'étanchéité pneumatiques n'est pas une tâche facile à réaliser. En effet, leur comportement est significativement affecté par leurs conditions de fonctionnement, telles que la vitesse et la pression d'air comprimé ainsi que par différents facteurs tribologiques tels que l'état de surface et les conditions de lubrification des joints pneumatiques.

Avant de procéder aux essais expérimentaux, nous avons inspecté chaque composant de ces systèmes afin d'assurer le bon déroulement des essais. Ces inspections vont permettre avec ceux réalisés à la fin des essais d'avoir une meilleure compréhension et interprétation des mesures et des observations effectuées durant les essais.

La première partie de ce chapitre est consacrée à la présentation du banc d'essais. Elle décrira l'ensemble des composants du banc et de son système de pilotage. Elle décrira aussi la partie instrumentation du banc et le circuit pneumatique utilisé. La deuxième partie est dédiée à la description des systèmes d'étanchéité pneumatiques testés. Ces systèmes comportent les éléments d'un vérin pneumatique industriel (joints d'étanchéité, tige, piston, bagues, graisse, …). Dans la troisième partie, on définit l'approche utilisée pour déterminer la force de frottement des joints d'étanchéité à partir de la force brute mesurée par le capteur de force. Les conditions d'essais ont été décrites dans la troisième partie. La cinquième partie est consacrée à l'analyse des résultats expérimentaux. La sixième partie décrit les paramètres impactant les mesures expérimentales. La septième partie présente les résultats de visualisation du comportement de la graisse lubrifiante. Enfin, on termine par une conclusion de ce chapitre expérimental.

II.2 Présentation du dispositif expérimental

Le présent banc d'essais se rapporte à un ensemble d'essais pour l'évaluation et la caractérisation des systèmes de transmission pneumatiques (vérins, actionneurs, etc.) en conditions d'utilisations paramétrables, contrôlées et dimensionnelles. Le dispositif d'essais est constitué d'un système de contrôle commande et d'une cellule d'essais modulable (Figure 45, 2 et 3). La cellule d'essais est composée d'un cylindre dans lequel se loge une pièce mobile (le piston) qui sépare le volume du cylindre en deux chambres étanches. Elle comporte une tige qui relie le piston à un actionneur par l'intermédiaire d'un capteur de force, deux flasques avant et arrière (Figure 48) et un ensemble de joints d'étanchéité et leurs pièces adaptatrices. Ces pièces adaptatrices sont présentées pour les joints de tige dans la Figure 49 et pour les joints de piston dans la Figure 51. Le système de contrôle commande comporte l'actionneur (Figure 45) qui

assure le mouvement de translation et un système d'instrumentation. Le piston est une pièce modulable en fonction du diamètre et de la forme des joints, permettant ainsi de tester différentes conceptions de joint de piston (diamètre et section). Également, la pièce adaptatrice pour le joint de tige (au niveau du flasque) donne la possibilité de travailler sur différentes conceptions de joints de tige (section et diamètre). Le flasque permet aussi de tester différents diamètres du piston dans des conditions d'excentricité et de mésalignement de l'assemblage tige/cylindre. Le flasque comporte deux orifices radiaux utilisés pour pressuriser en air comprimé la chambre étanche ainsi que pour la mesure de la pression.

La cellule d'essais modulable permet de travailler sur des pièces usinées et/ou réelles (tige et cylindre) provenant des vérins pneumatiques industriels. En outre, des cylindres en matériaux transparents (PMMA, polycarbonate et verre) peuvent être considérés pour effectuer des visualisations au niveau des chambres du cylindre et aussi au niveau de la zone d'étanchéité des joints de piston. Par ailleurs, plusieurs configurations d'essais sont envisageables avec ce dispositif et seront détaillées dans le paragraphe 3 de ce chapitre.

La Figure 45 illustre le schéma global du banc d'essais, il comprend un châssis s'étendant longitudinalement et présentant deux extrémités d'ancrage opposées. Dans l'une des extrémités d'ancrage est installé un vérin électrique s'étendant longitudinalement vers l'autre extrémité d'ancrage. À l'opposé, dans l'autre extrémité d'ancrage, est installée la cellule d'essais. Elle comprend un cylindre creux monté en position fixe par rapport au châssis. La cellule comprend également un piston monté à coulissement à l'intérieur du cylindre creux, et deux flasques opposés venant refermer le cylindre creux. L'un ou les deux flasques présentent un alésage axial permettant le passage d'une tige qui relie le piston, à l'extérieur du cylindre creux, à la tige de vérin électrique par l'intermédiaire d'une rotule de liaison et d'un capteur d'efforts. L'autre flasque vient refermer de manière étanche le cylindre creux de sorte à former une chambre étanche qui peut être montée en pression. La pression à l'intérieur de la chambre étanche est mesurée par un capteur de pression.

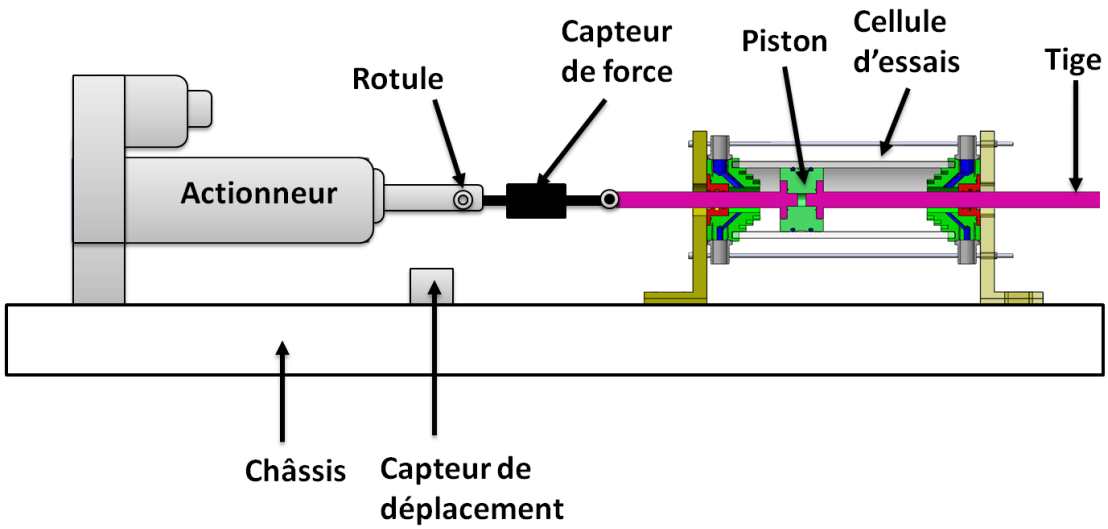


Figure 45: Schéma global du banc d'essais

Le vérin électrique présente des organes de commande permettant de mouvoir la tige de vérin électrique en translation selon des cycles d'aller/retour d'amplitude imposée et à une vitesse et une accélération également imposées. Le capteur d'efforts permet de fournir en temps réel l'effort exercé sur la tige de la cellule, tandis que le piston est entraîné en mouvement en comprimant par exemple la chambre étanche. Simultanément, le capteur de pression mesure les variations de pression dans la chambre étanche. Cette pression est contrôlée via une vanne proportionnelle de pression. De surcroît, la position de la tige de vérin électrique est repérée grâce au capteur de déplacement installé sur le vérin électrique à l'aplomb de la tige du vérin électrique.

Les Figure 46 & 47 illustrent la cellule d'essais selon un premier mode de réalisation et en perspective avec coupe axiale respectivement. Les composants de la cellule sont représentés par des couleurs différentes.

Le cylindre creux est monté entre les deux flasques opposés, lesquels présentent respectivement un alésage axial. Les deux flasques opposés sont maintenus en position fixe contre les deux bords opposés du cylindre creux par l'intermédiaire des supports reliés entre eux par deux paires de tiges filetées (tirants). Le cylindre creux peut être en matière opaque comme l'aluminium ou en matière transparente (polycarbonate, PMMA ou verre). Ce dernier, transparent, est réalisé de manière à pouvoir visualiser la répartition et l'évolution de la graisse dans la zone d'étanchéité mais aussi mesurer la largeur d'étanchéité.

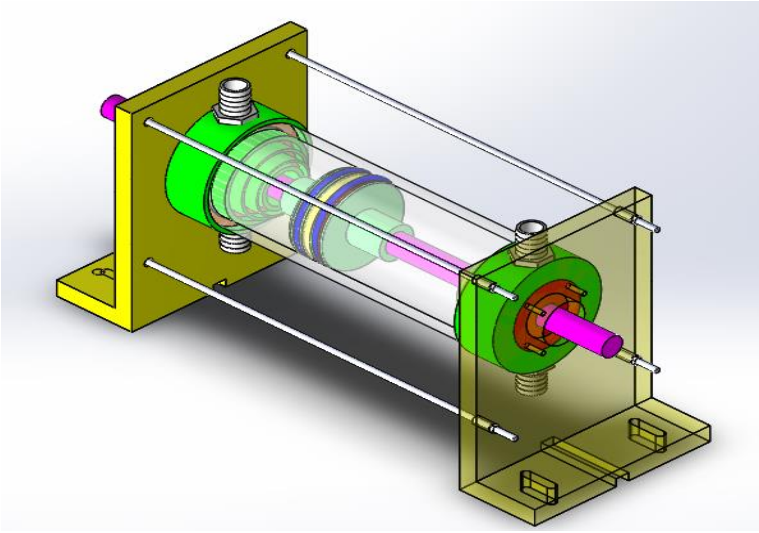


Figure 46: Vue schématique de la cellule d'essais

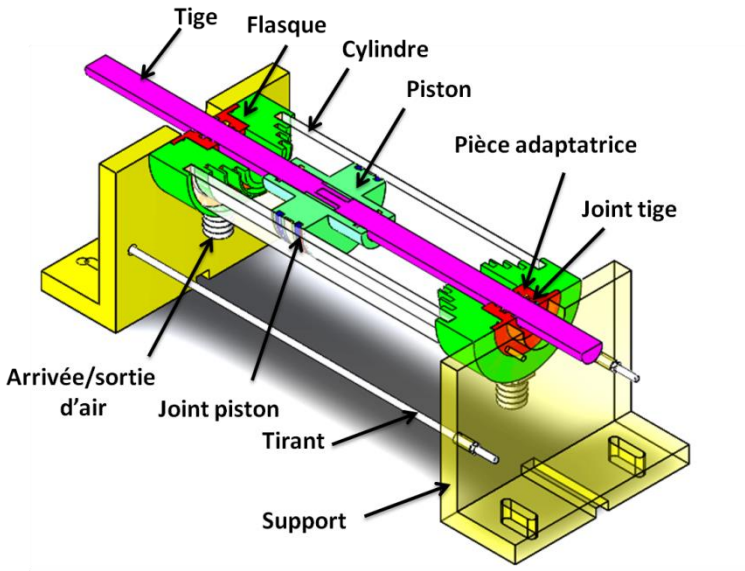


Figure 47: Vue schématique en coupe axiale de la cellule d'essais

La Figure 48, est une vue schématique en perspective et en coupe du flasque (culasse). On y retrouve l'un des flasques opposés en perspective sur lequel apparaissent, une paroi externe cylindrique 1 vers l'alésage 2, les quatre rainures circulaires concentriques 3 sont là pour recevoir quatre cylindres de quatre diamètres différents du plus petit au plus grand (50, 63, 80 et 100 mm). Les diamètres des rainures sont conçus de façon qu'elles respectent la norme ISO 3322 pour les dimensions standard des vérins pneumatiques.

Les flasques opposés présentent chacun deux chemins de passage 4 et 5 s'étendant selon une composante radiale et débouchant d'une part dans l'alésage 2 et d'autre part dans la paroi externe cylindrique 1.

De tels chemins de passage 4 et 5 permettent, non seulement l'entrée et la sortie d'air 4 sous pression dans la chambre du vérin, mais aussi la mise en œuvre du capteur de pression 5 ou d'autres outils de mesures (thermocouples, hygromètre,..).

Ainsi, les deux bords opposés du cylindre creux sont respectivement positionnés dans deux rainures circulaires de même distance des périphériques des deux flasques. Ces deux rainures d'un même diamètre, définissent un fond de rainures 6 formant un épaulement. De la sorte, les bords opposés du cylindre creux viennent s'appliquer à plat contre l'épaulement et sont respectivement en prise dans les rainures des flasques. Ainsi, on obtient une parfaite étanchéité entre le cylindre creux et les flasques. Afin de parfaire cette étanchéité, on a rapporté un joint plat en élastomère dans les rainures contre l'épaulement 6.

L'alésage 8 des deux flasques est adapté à recevoir respectivement deux pièces adaptatrices qui seront détaillées prochainement. La pièce adaptatrice vient se positionner au niveau de l'alésage 8, afin de garantir une parfaite étanchéité entre les deux pièces, le flasque et la pièce adaptatrice. Nous avons prévu une rainure 7 sur le dos du flasque, dans laquelle vient se positionner un joint torique pour garantir l'étanchéité statique.

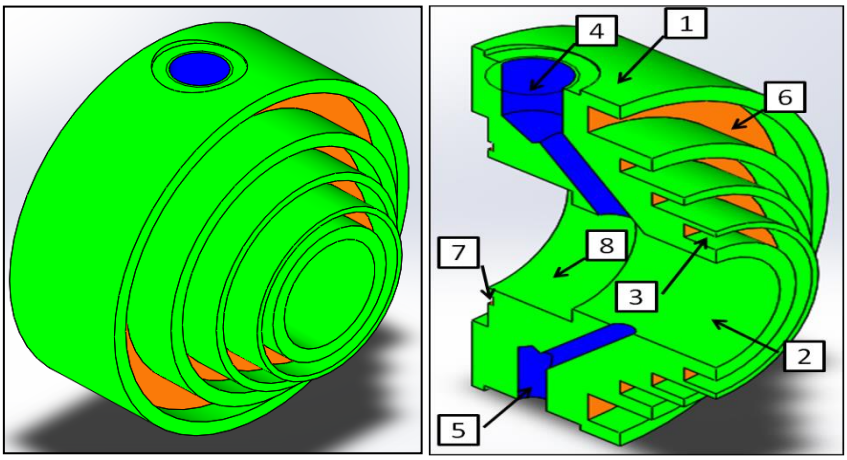


Figure 48: Vue en perspective et de coupe axiale du flasque

La Figure 49 montre en détail et en coupe axiale la pièce adaptatrice du joint tige. La pièce adaptatrice est de forme tubulaire réalisée par exemple en aluminium dans notre cas, lequel supporte quatre perçages 1. Les perçages servent comme passage de vis entre le support et le flasque pour tenir serrée la pièce adaptatrice avec le flasque et maintenir l'ensemble flasque pièce adaptatrice. En outre, la pièce adaptatrice comporte à l'intérieur trois gorges. Une gorge centrale 2, permet de recevoir un joint d'étanchéité. Une gorge interne 3, permet de recevoir une bague de guidage (bague d'usure), et une gorge externe 4 reçoit un joint racleur. Les dimensions des gorges externes respectent la norme ISO 6195 et celles des gorges centrale et interne respectent la norme ISO 5597. En modifiant les dimensions de cette pièce d'adaptation on peut tester différents diamètres et géométries de joints de tige.

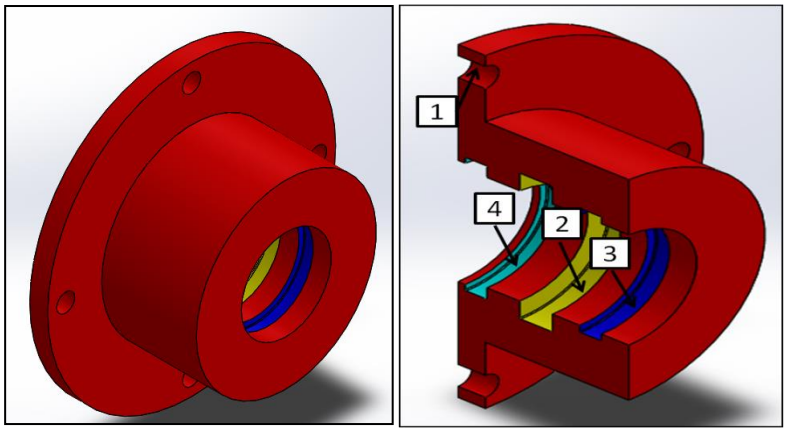


Figure 49: Vue en perspective et en coupe axiale de la pièce adaptatrice

Dans le cas d'une configuration avec une tige non-traversant, une des deux pièces d'adaptation est remplacée par un simple "bouchon" permettant la fermeture du cylindre (Figure 50).

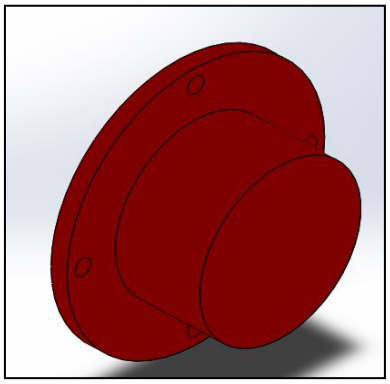


Figure 50: Vue en perspective du bouchon

Le piston, Figure 51, est une pièce modulable non seulement par son diamètre qui varie en fonction de celui des cylindres creux, mais aussi par la forme de ses logements circulaires recevant les joints d'étanchéité et bague de guidage. En outre, le piston comporte sur la surface extérieure trois gorges. Une gorge centrale 1, permet de recevoir une bague de guidage (bague d'usure). Deux gorges 2 et 3, permettent de recevoir des joints d'étanchéité à simple effet ou à double effet de même géométrie ou pas, ceci permet de combiner les joints. Les deux gorges externes 4 reçoivent deux joints toriques pour assurer l'étanchéité statique entre la tige et le piston. Les dimensions du piston et des gorges respectent les normes ISO 3320 et ISO 5597 respectivement.

Dans la configuration d'un joint double effet, l'assemblage entre le piston et les deux tiges se fait par les deux tiges qui viennent se visser l'une dans l'autre. Ces deux tiges viennent s'appuyer sur l'épaulement 6 qui permet l'appui plan entre la tige et le piston. Dans le cas d'un joint simple effet la tige taraudée est remplacée par un écrou qui s'appuie sur l'épaulement 6 qui permet de serrer la tige filetée contre le piston. L'allongement de l'épaulement 5 sur les deux côtés du piston

permet d'avoir un bon alignement des deux tiges et d'éviter l'arc-boutant de tiges, ce qui peut erroner les mesures de frottement.

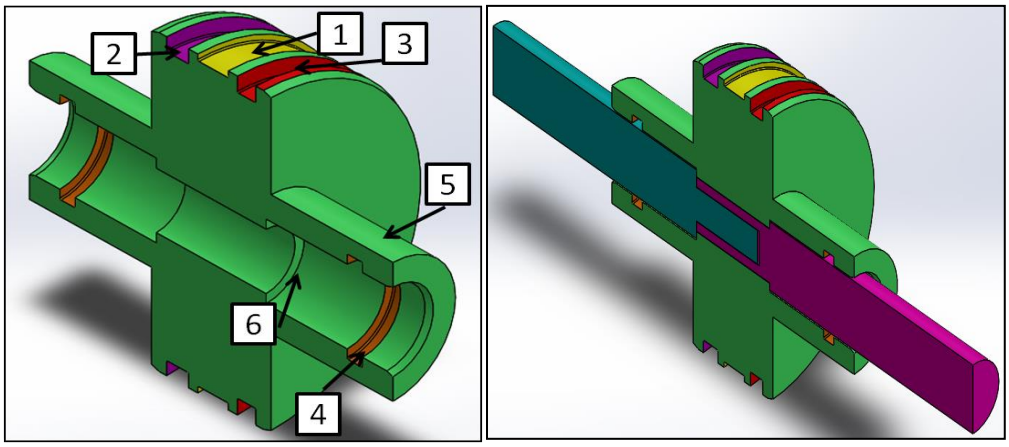


Figure 51: Vue en coupe axiale du piston et en assemblage avec les tiges.

II.2.1 Pilotage du banc d'essais

Le contrôle du banc d'essais se fait à partir de deux postes de contrôle. Le premier est celui du vérin électrique (Figure 53) et le second est celui de la cellule d'essais pneumatique (Figure 53). Le pilotage et l'acquisition de la partie pneumatique sont assurés par un PC portable. Ce dernier fait l'acquisition des paramètres contrôlés du vérin électrique (vitesse, position et déplacement). Le contrôle synchrone de l'ensemble des paramètres à la fois mesurés et contrôlés est assuré par un programme LabVIEW (Figure 52).

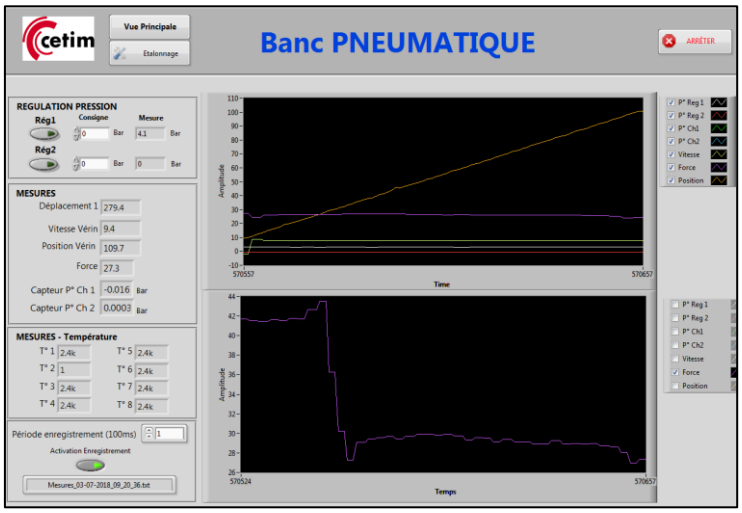


Figure 52: Interface utilisateur pour le pilotage et affichage de l'évolution des paramètres mesurés du banc d'essais

Les deux interfaces de pilotage sont présentées sur la Figure 53 et Figure 53. La première interface, Figure 53, permet de contrôler le fonctionnement du circuit pneumatique et d'acquérir les valeurs des différents paramètres mesurés et contrôlés, à savoir : les pressions, la force, la

vitesse, la position du piston et le nombre de cycles. Elle permet aussi l'arrêt automatique des essais en cas d'anomalies.

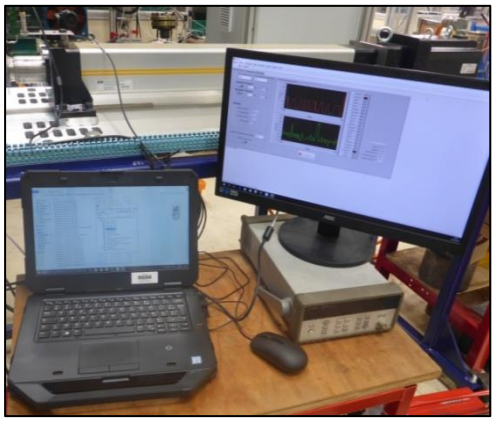




Figure 53 : Poste de contrôle central **Figure 54** : Poste de contrôle vérin électrique

II.2.1.1 Contrôle de la pression

Le choix de la gamme de la vanne proportionnelle se fait en fonction de la grandeur de pression souhaitée et surtout du débit d'air qui dépend de la vitesse du piston afin d'avoir la meilleure régulation. La pression exercée dans les deux chambres du cylindre est contrôlée par deux vannes proportionnelles de pression numérique Sentronic 614 de plage de régulation maximale (PMR) de 12 bars et fournit un débit de 1400 l/min. Le régulateur Sentronic 614 est constitué de trois voies : une entrée d'air qui est liée à un compresseur à air par l'intermédiaire d'un filtre de 5 µm, une sortie d'échappement munie d'un silencieux et une connexion vers la chambre du cylindre. La variation de la vitesse du piston implique des étendues de débit d'air en entrée et en sortie de la chambre du vérin.

Les deux vannes proportionnelles utilisées fournissent une réponse linéaire en courant ou en tension. Chaque vanne proportionnelle a été étalonnée ce qui a permis d'établir la relation entre la consigne et la pression souhaitée. L'interface de contrôle LabVIEW intègre la loi d'étalonnage de chaque vanne. L'incertitude des régulateurs de pression est de 1 % de l'étendue de mesure.

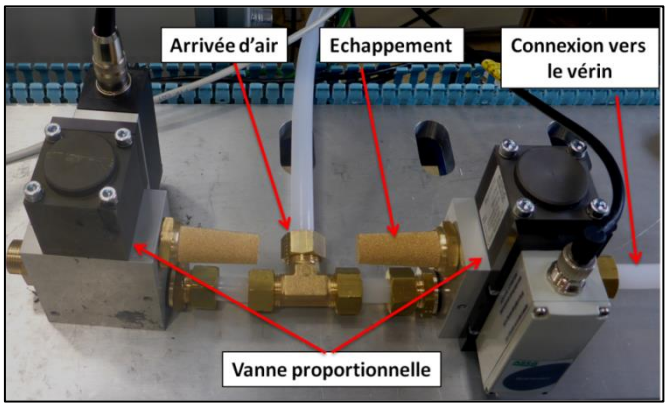


Figure 55 : Installation de la régulation de la pression

II.2.1.2 Contrôle du mouvement

Afin de reproduire le mouvement alternatif des vérins pneumatiques industriels et sur des critères de fiabilité et d'efficacité, nous avons mené une recherche bibliographique sur les systèmes d'entraînement afin de sélectionner la meilleure technologie qui répond à notre application. Dans notre cas, nous avons utilisé un vérin électrique de type ETB100. Les caractéristiques de ce vérin sont récapitulées dans le tableau ci-dessous.

Course utile (mm)	670
Vitesse max (mm/s)	610
Accélération max (mm/s²)	6000
Efforts traction/poussée max (N)	21200
Jeu réversible (mm)	<0.03

Tableau 2: Caractéristiques du vérin électrique

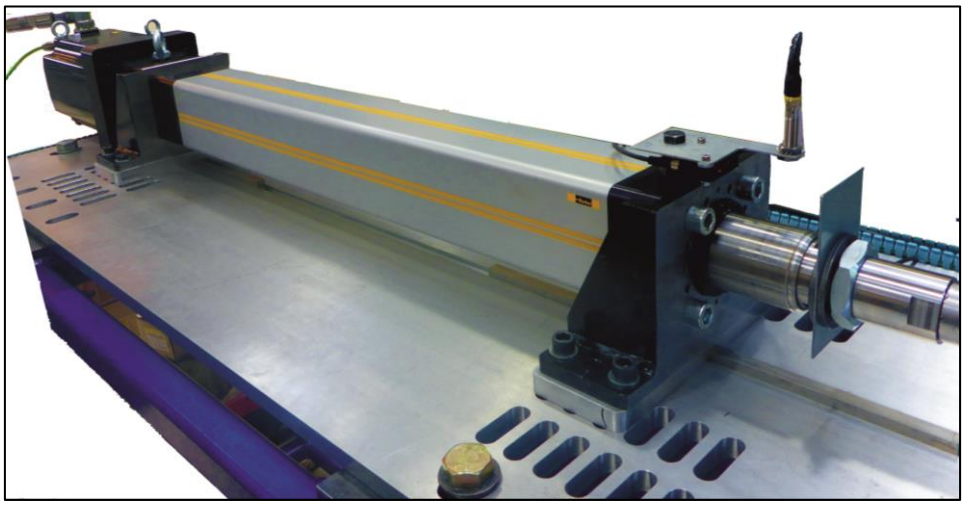


Figure 56: Vérin électrique

Le contrôle du mouvement du vérin choisi peut être effectué de deux manières (**Figure 56**). On peut imposer la course accompagnée par la vitesse maximale et les temps d'accélération et de décélération (cycle de déplacement). Une deuxième manière de contrôle est d'imposer la vitesse maximale accompagnée par les temps d'accélération, de décélération et de vitesse constante (cycle de vitesse). L'utilisation de cette solution de contrôle fait que la cinématique du mouvement est indépendante de la charge au niveau de la cellule d'essais.

La **Figure 57**, présente les positions du capteur de déplacement laser ainsi que du capteur de fin de course. Le capteur de déplacement permet de nous renseigner sur la position du piston alors que le capteur de fin de course permet de bloquer le mouvement si la cible arrive au niveau du capteur. Un deuxième capteur de fin de course est utilisé pour définir le déplacement maximal

du vérin. La plage maximale de déplacement est donc définie par la position des deux capteurs de fin de course, position qui peut d'ailleurs varier en fonction de l'application.

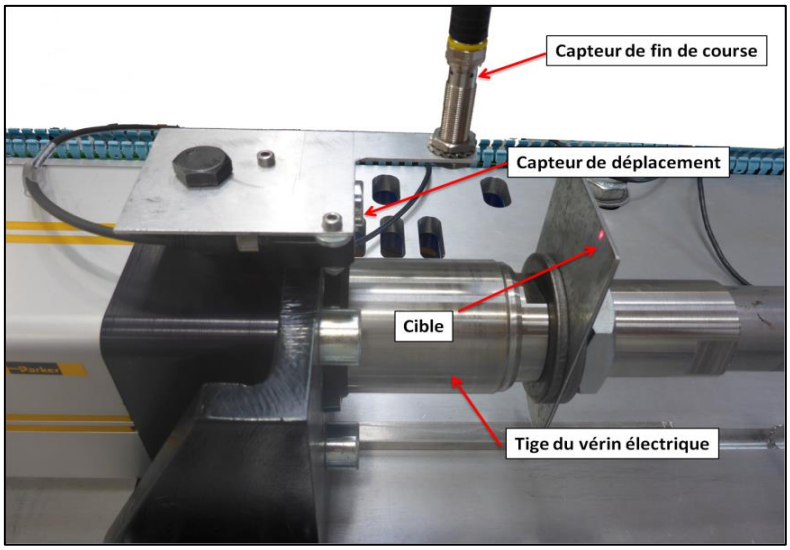


Figure 57: Installation des capteurs de déplacement et de position

La **Figure 58** montre un exemple de cycle de mouvement pouvant être généré avec le vérin électrique. La **Figure 58**a, présente le déplacement du vérin pour une course de 300 mm avec une vitesse (**Figure 58**b) maximale de déplacement de 100 mm/s, un palier de vitesse constante de 2 secondes et des phases d'accélération et décélération de 1 seconde. Le vérin fournit une accélération/décélération constante de 0.1 m/s² pendant 1 seconde (**Figure 58**. c).

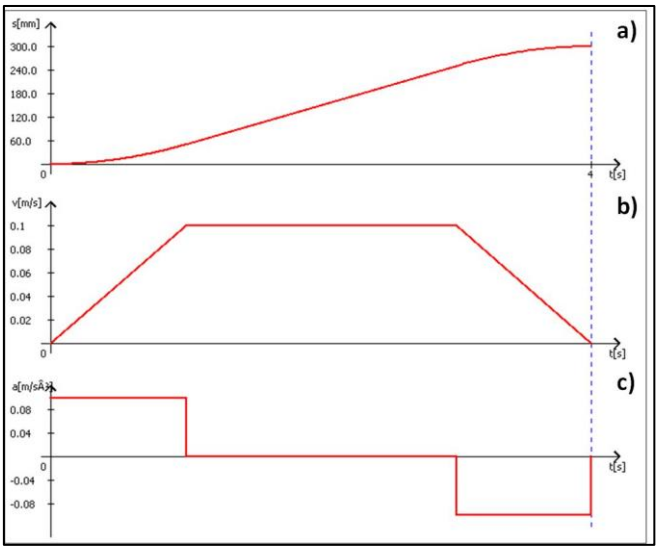


Figure 58: Exemple de cycle du mouvement du vérin électrique

II.2.2 Instrumentation

II.2.2.1 Mesure de la pression

Les étendues de mesure fluctuent considérablement au début de la course. Le choix de la gamme du capteur s'est fait en fonction de la pression maximale atteinte au début de la course dans l'objectif d'avoir une bonne résolution. Le capteur de pression utilisé a une étendue de mesure de 0 à 15 bars. Un étalonnage propre à chaque capteur a été fait dans le but d'établir la relation entre la pression et le signal de sortie. Cette relation est intégrée dans un sous-programme LabVIEW. L'incertitude des capteurs de pression est de 0.5 % de l'étendue de mesure.

II.2.2.2 Mesure de l'effort

La mesure de l'effort se fait par un capteur de force dynamique qui fonctionne en traction et en compression. Le capteur de force utilisé est de type S9M et il est placé entre la tige du vérin électrique et la tige de la cellule d'essais par l'intermédiaire d'une rotule. L'incertitude du capteur est de 0.02 % soit une erreur maximale sur l'effort mesuré de 4 N sur sa plage de mesure de $\pm$ 20 kN. L'étalonnage du capteur de force a été fait dans le but d'établir la relation entre la force mesurée et le signal de sortie. Cette relation est intégrée dans un sous-programme LabVIEW.

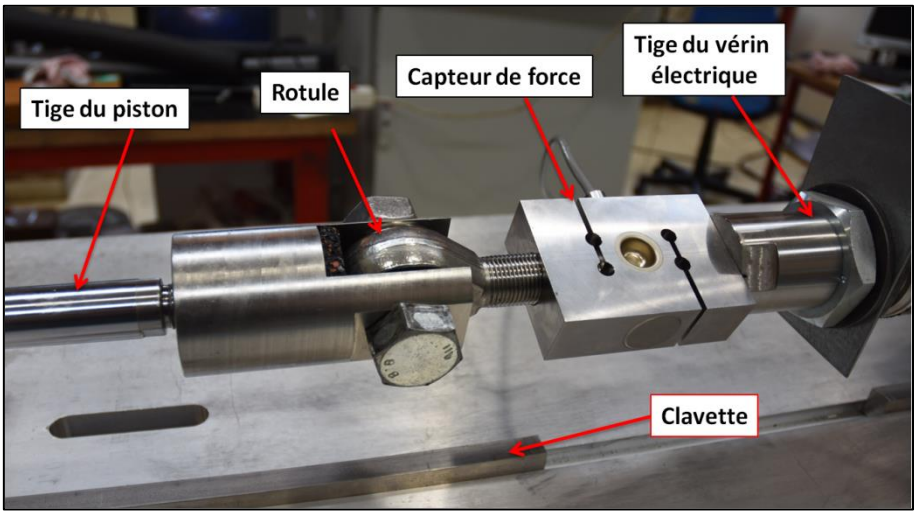


Figure 59 : Mesure de l'effort

II.2.3 Circuit pneumatique

Pour assurer un bon conditionnement des chambres de vérin, un réseau d'air comprimé a été créé au moyen d'un compresseur. Le chemin de l'air comprimé du compresseur jusqu'aux chambres du cylindre est donné dans le schéma synoptique présenté dans la Figure 60. Le compresseur accumule l'air à la pression souhaitée. L'air accumulé est filtré à travers le filtre de taille de filtration 5 µm pour purification. Puis, il passe à travers les vannes proportionnelles de pression pour rejoindre les chambres de vérin. Le bon fonctionnement des vannes est

conditionné par une pression en amont qui est supérieure à celle en aval du régulateur. Le dimensionnement du circuit pneumatique et le schéma ci-dessous respectent les recommandations ISO 1219-1 et ISO 1219-2.

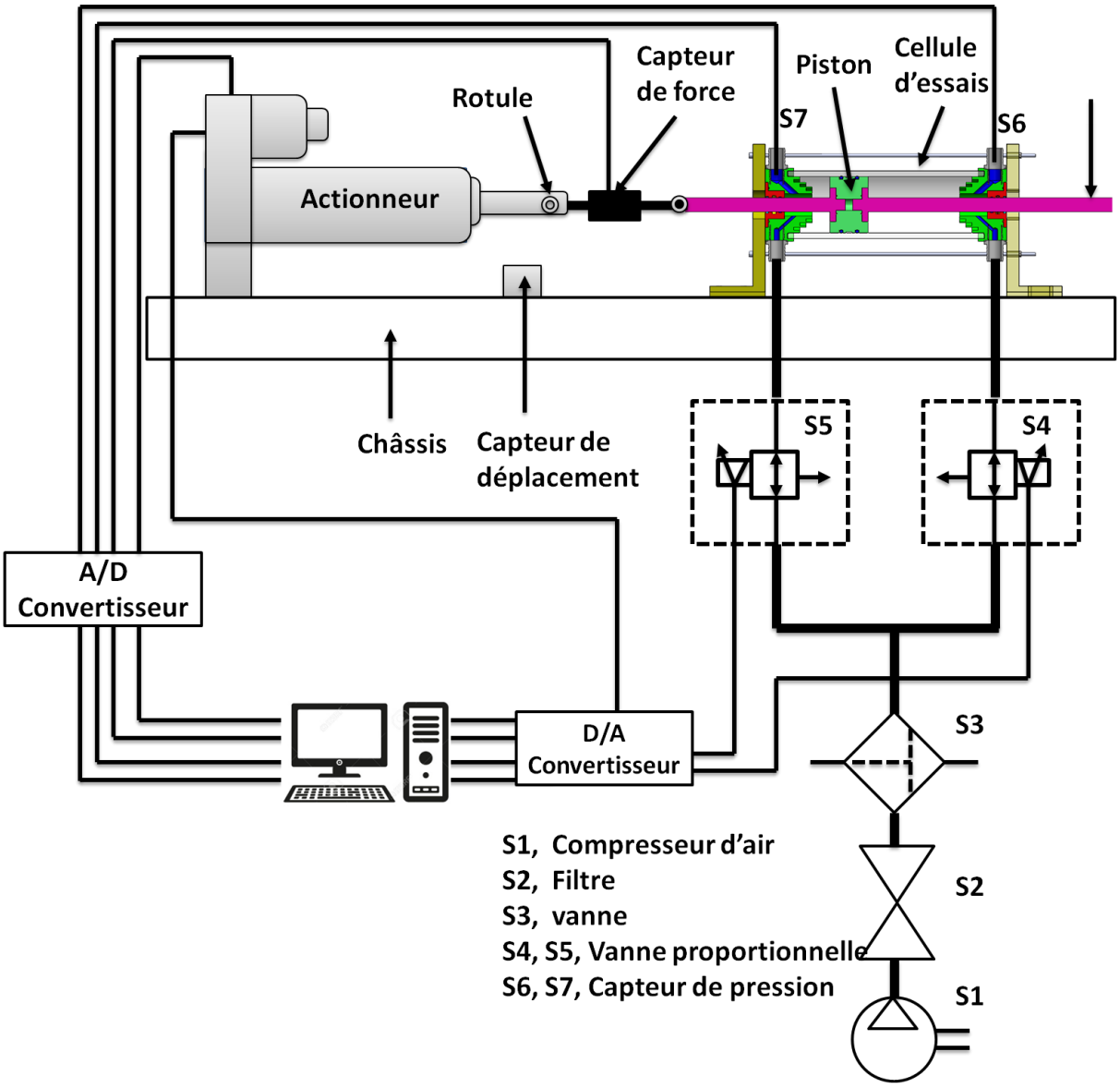


Figure 60: Synoptique du banc d'essais

II.3 Équipements

II.3.1 Description du vérin industriel

Les premiers essais sont réalisés sur un vérin industriel pneumatique à double effet avec tige traversant (Figure 61). Le diamètre du vérin est de 100 mm et celui de la tige est de 25 mm avec une course utile de 500 mm. Le cylindre est en Aluminium anodisé, les tiges en acier chromé et le piston en aluminium. L'étanchéité vers l'extérieur du vérin est assurée par deux joints tige-racleur en Polyuréthane (PUR) positionnés au niveau de la culasse. L'étanchéité entre les deux chambres

du vérin est assurée par deux joints en forme de U en Polyuréthane (PUR) (Figure 62). Le guidage est assuré par trois bagues de guidage, deux au niveau de la culasse et une au niveau du piston.

Pour la suite des essais, la cellule d'essais modulable présentée précédemment (paragraphe 1) est considérée.

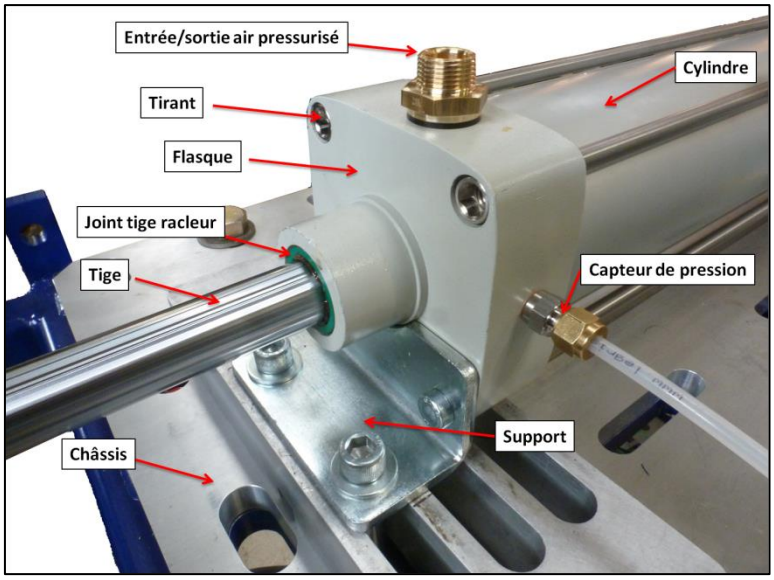


Figure 61 : Vérin pneumatique industriel instrumenté

II.3.2 Caractérisation des joints

La présente partie consiste à décrire les différents joints testés. Dans la deuxième configuration, une série de tests a été réalisée sur six joints piston, quatre de même profil et de même matériau avec des diamètres différents (100, 80, 63 et 50mm), un joint quadrilobe (X100) et un joint torique (O100). Ainsi, dans une troisième configuration, une série de tests est consacrée à deux joints tige (U et O) de diamètre 25 mm.

Le **Tableau 3** présente l'ensemble des joints testés et leur type de matériau avec sa dureté. De plus, une désignation est donnée à chaque type de joint. Cette désignation comporte une lettre majuscule qui décrit la forme de la section du joint (U pour le joint U, O pour le joint O-ring, X pour le joint X100 et R pour le joint tige-Racleur) suivie d'un chiffre désignant le diamètre de la piste de frottement (tige ou cylindre). Pour la suite de l'étude, ces désignations seront utilisées.

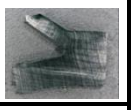
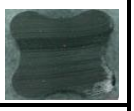
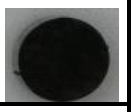
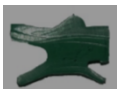
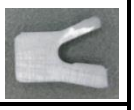
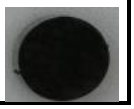
Joints de Piston			
Désignation	Matériaux	Dureté (IRHD)	Section
U100	PUR	80	
X100	NBR	70	
O100	NBR	70	
Joints de tige			
R25	PUR	90	
U25	PUR	90	
O25	NBR	78	

Tableau 3 : Définition des joints testés

Le Tableau 4 montre les propriétés et la désignation des pièces utilisées au cours des essais. Nous avons 4 diamètres différents du piston et un diamètre pour la tige. Concernant les pistons, trois sont fabriqués en Polyacétal (POM) et le quatrième en alliage d'aluminium. La tige est fabriquée en acier chromé. Les cylindres utilisés sont des cylindres récupérés à partir des vérins industriels.

Désignation	Matériau	Diamètre (mm)
	Piston	
Piston 50	Poly acétal (POM)	50, 63, 80 et 100
Piston 63		
Piston 80		
Piston 100	Alliage léger (aluminium)	
	Tige	
Tige 25	Acier chromé	25
	Cylindre	
Cylindre	Aluminium anodisé	50, 63, 80 et 100

Tableau 4 : Définition de la tige, du piston et du cylindre

II.3.2.1 Caractérisation géométrique

Dans ce paragraphe on présente, en détail, la géométrie des joints utilisés. Chaque type de joint a été sectionné suivant une direction radiale et ses dimensions ont été mesurées par une méthode optique. Ainsi le modèle éléments finis est présenté et sera exploité pour évaluer la charge de serrage.

II.3.2.1.A Joint de piston

1. Joint de piston U100

La Figure 62 présente la géométrie, le profil et la nomenclature du joint piston U100 qui est un joint à simple effet de couleur vert foncé. Le rôle principal du joint de piston est d'assurer l'étanchéité entre les deux chambres du vérin pneumatique avec une bonne fiabilité et efficacité. Les joints U80, U63 et U50 sont similaires au joint U100 et ne sont donc pas présentés dans ce paragraphe.

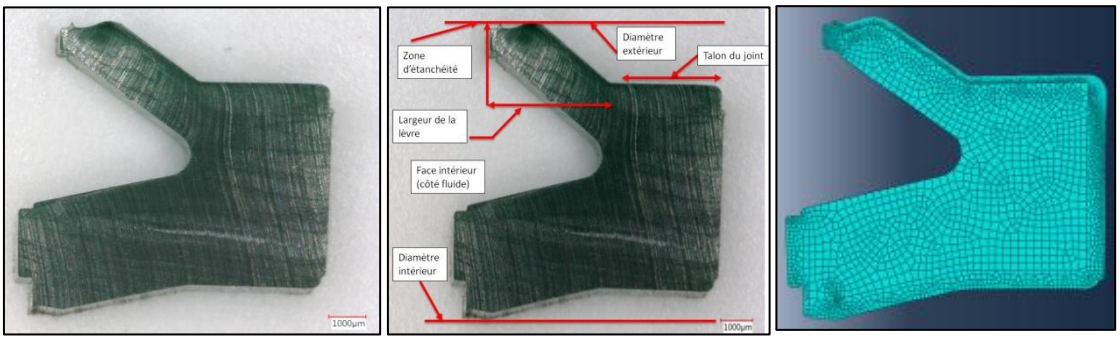


Figure 62: Profil et modèle éléments finis du joint U100

2. Joint de piston X100

La Figure 63, présente le profil du joint de piston X-Ring (X100) ou Quadrilobe de diamètre intérieur de 91,44 mm et de section 5.33 X 5.33 mm destiné à être monté dans un cylindre de diamètre 100 mm. Ce joint est à double effet et de couleur noire fabriqué en caoutchouc nitrile (NBR, Nitrile Butadiene Rubber).

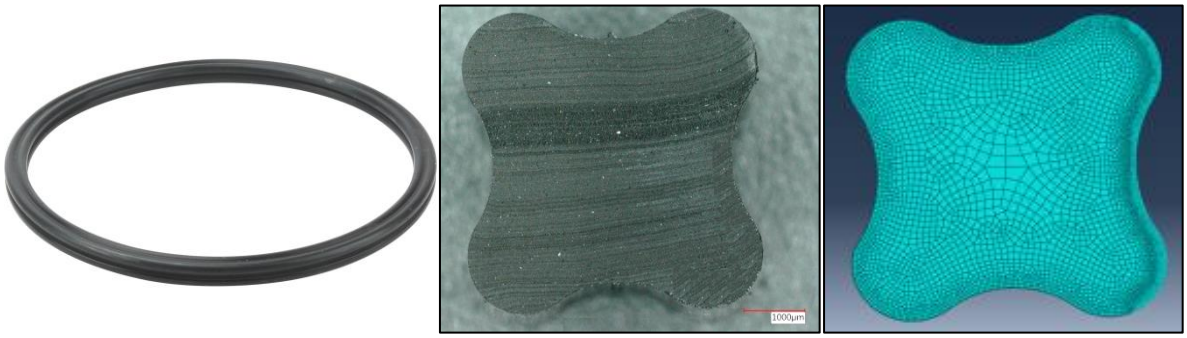


Figure 63 : Profil et modèle éléments finis du joint piston X100

3. Joint de piston O100

La Figure 64 présente le profil du joint de piston O100, de diamètre intérieur 91 mm et de diamètre de tore 5 mm.. Ce joint est de couleur noire en NBR.

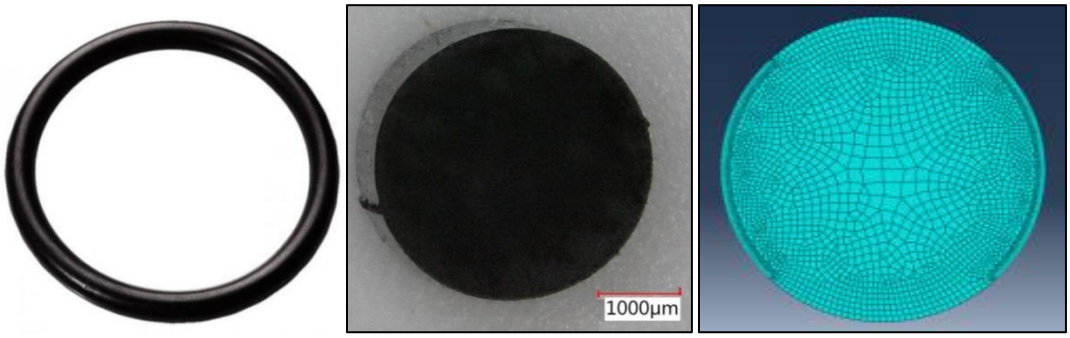


Figure 64: Profil et modèle éléments finis du joint torique O-Ring

II.3.2.1.B Joint de tige

1. Joint de tige U25

La Figure 65 présente le profil du joint tige U25 qui se positionne au niveau du flasque et monté sur une tige de diamètre 25 mm. Ce joint est à simple effet et de couleur grise, fabriqué en polyuréthane (PU).

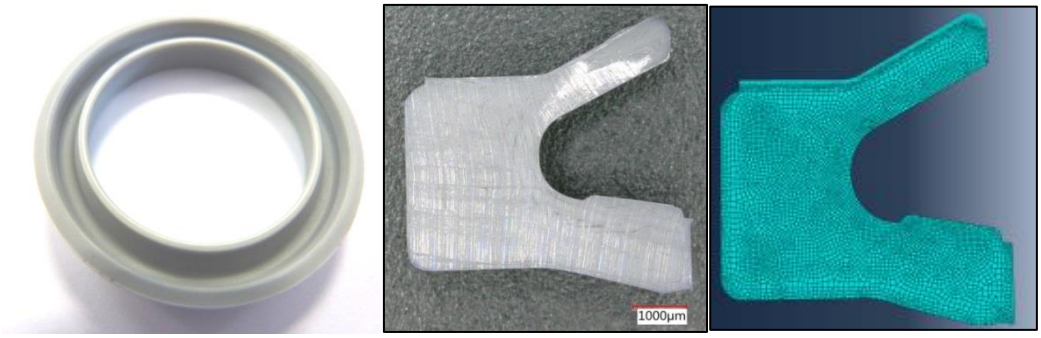


Figure 65 : Profil et modèle éléments finis du joint tige U25

2. Joint de tige O25

La Figure 66, présente le profil du joint de tige O25 qui se positionne au niveau du flasque et monté sur une tige de diamètre 25 mm. Ce joint est un tore de diamètre 3,53 mm avec un diamètre intérieur de 24,99 mm. Il est à double effet, de couleur noire et fabriqué en NBR.

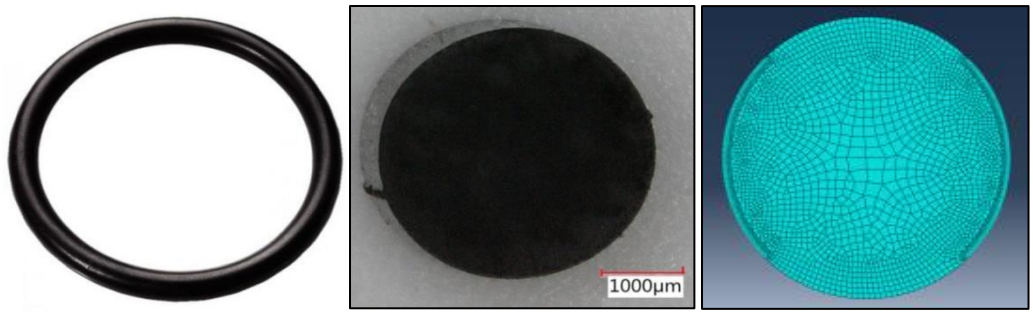


Figure 66 : Profil et modèle éléments finis du joint tige O25

3. Joint tige-racleur R25

Le joint tige-racleur (R25) (Figure 67) se positionne au niveau du flasque, de couleur verte, fabriqué en polyuréthane (PU) et monté sur la tige de diamètre 25 mm. Il fait à la fois joint d'étanchéité avec la lèvre d'étanchéité et joint racleur avec la lèvre d'essuyage. Grâce à la lèvre d'essuyage, il protège la zone de contact des particules et de la poussière extérieure.

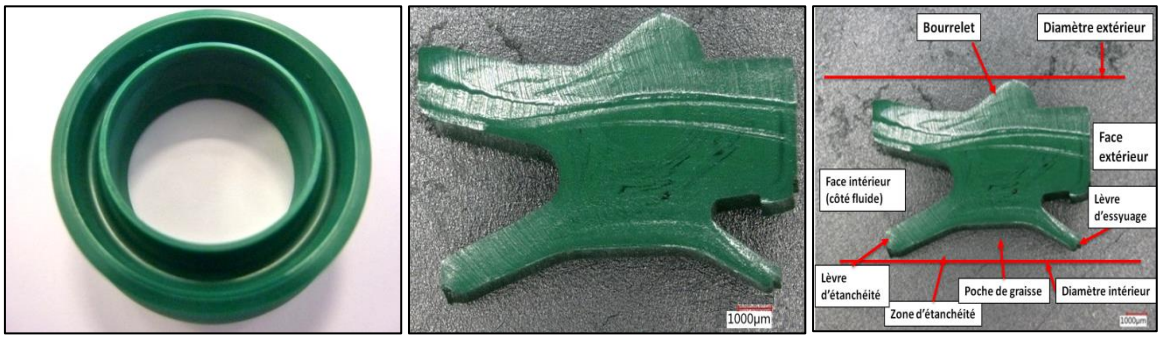


Figure 67: Forme géométrique et profil du joint de tige-racleur R25

Ce type de joint comporte un cordon circonférentiel externe (bourrelet) sur son diamètre extérieur qui permet la rétention du joint dans son logement adapté à cette forme. Cette forme géométrique particulière a l'avantage de pouvoir monter ou démonter le joint sans avoir recours à un démontage du vérin.

II.3.3 Caractérisation mécanique des joints

II.3.3.1 Mesure de la microdureté (IRHD)

Les mesures de la microdureté des joints sont réalisées par une mesure IRHD (International Rubber Hardness Degree) qui est un synonyme de DIDC (Degré International de Dureté des Caoutchoucs). Les mesures sont réalisées selon la norme ISO 48 (Figure 68) dédiée aux joints toriques. Le principe de la méthode consiste à caractériser un élastomère par sa résistance à la pénétration d'un poinçon de géométrie connue par une force connue. Cette méthode est retenue aussi pour les autres formes de joints (X-ring et joint U). Quatre mesures ont été effectuées sur chaque joint sur quatre points cardinaux.

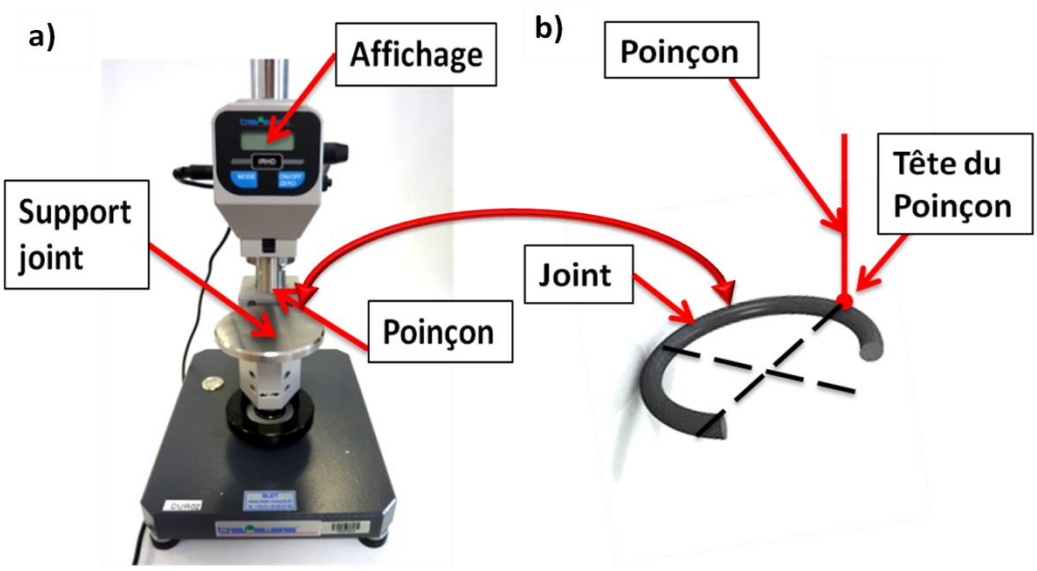
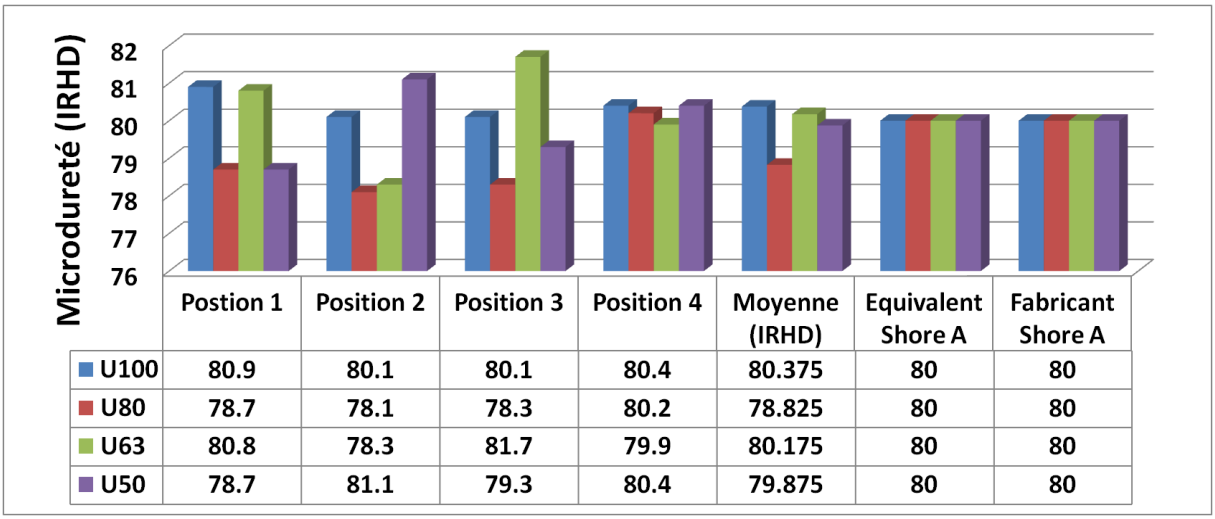


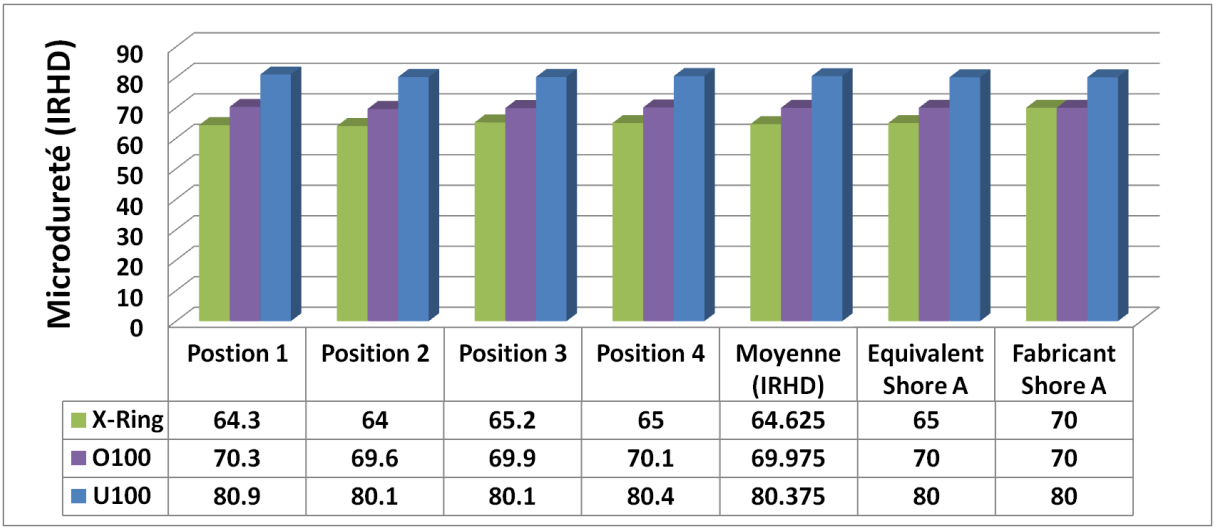
Figure 68: a)Appareil de mesure de la microdureté (IRHD), b) Mesures suivant ISO48 de la microdureté

Le Tableau 5 à 6 présentent les valeurs des mesures de microdureté des différents joints neufs de piston et de tige à tester.



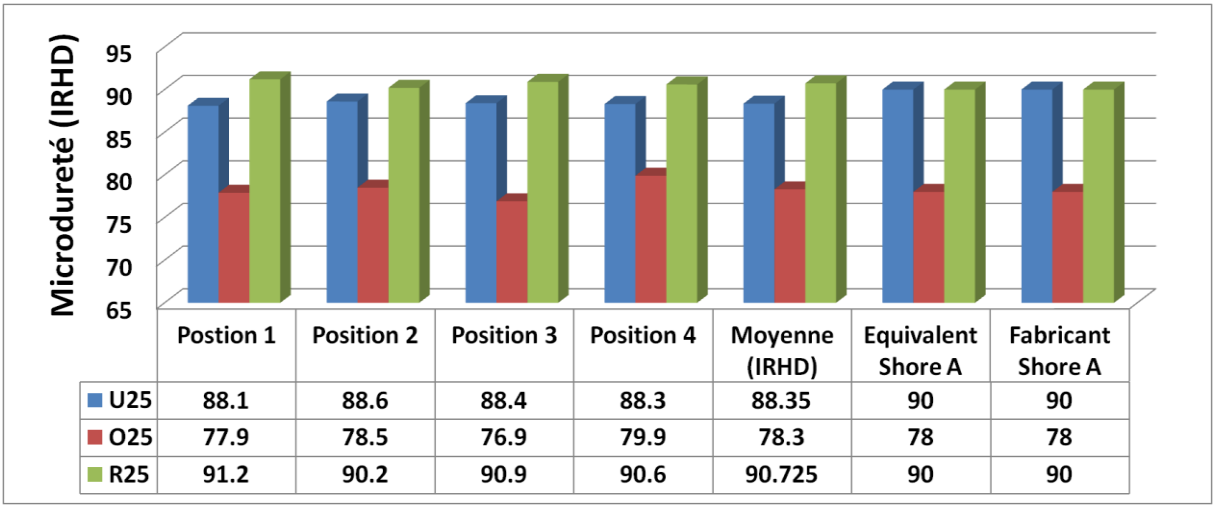
	Postion 1	Position 2	Position 3	Position 4	Moyenne (IRHD)	Equivalent Shore A	Fabricant Shore A
U100	80.9	80.1	80.1	80.4	80.375	80	80
U80	78.7	78.1	78.3	80.2	78.825	80	80
U63	80.8	78.3	81.7	79.9	80.175	80	80
U50	78.7	81.1	79.3	80.4	79.875	80	80

Tableau 5: Mesures de la microdureté pour joints de piston en forme de U



	Postion 1	Position 2	Position 3	Position 4	Moyenne (IRHD)	Equivalent Shore A	Fabricant Shore A
X-Ring	64.3	64	65.2	65	64.625	65	70
O100	70.3	69.6	69.9	70.1	69.975	70	70
U100	80.9	80.1	80.1	80.4	80.375	80	80

Tableau 6: Mesures de la microdureté pour joints de piston diamètre 100mm



	Postion 1	Position 2	Position 3	Position 4	Moyenne (IRHD)	Equivalent Shore A	Fabricant Shore A
U25	88.1	88.6	88.4	88.3	88.35	90	90
O25	77.9	78.5	76.9	79.9	78.3	78	78
R25	91.2	90.2	90.9	90.6	90.725	90	90

Tableau 7: Mesures de la microdureté pour joints de tige

Généralement, les valeurs mesurées ne montrent pas de différences significatives avec les données des fabricants. La différence obtenue pour le joint quadrilobe est de 4 ce qui correspond à moins 6% de la valeur indiquée par le fabricant. Cette différence est peut-être due à l'effet de la forme géométrique du joint quadrilobe sur les mesures effectuées.

II.3.3.2 Essais de traction et de compression sur les joints

Les essais de traction et de compression ont été réalisés au sein du pôle Ingénieries des Polymères et Composites du Cetim. La machine utilisée pour les essais est une INSTRON 5566 et les essais sont réalisés dans des conditions de température de 23+/-2°C. Pour la traction, l'échantillon est placé entre deux mores pneumatiques avec une vitesse de déplacement axiale de 1 mm/min. Pour la compression, l'échantillon est placé entre deux plateaux avec une vitesse d'écrasement de 50%/min (50% de la hauteur initiale). Les échantillons testés ont été découpés

pour chaque joint en essayant d'avoir une forme géométrique la plus identique possible. Les essais sont réalisés selon la longueur du joint.

La Figure 69, présente un exemple des échantillons de joints utilisés pour les essais de traction et de compression.

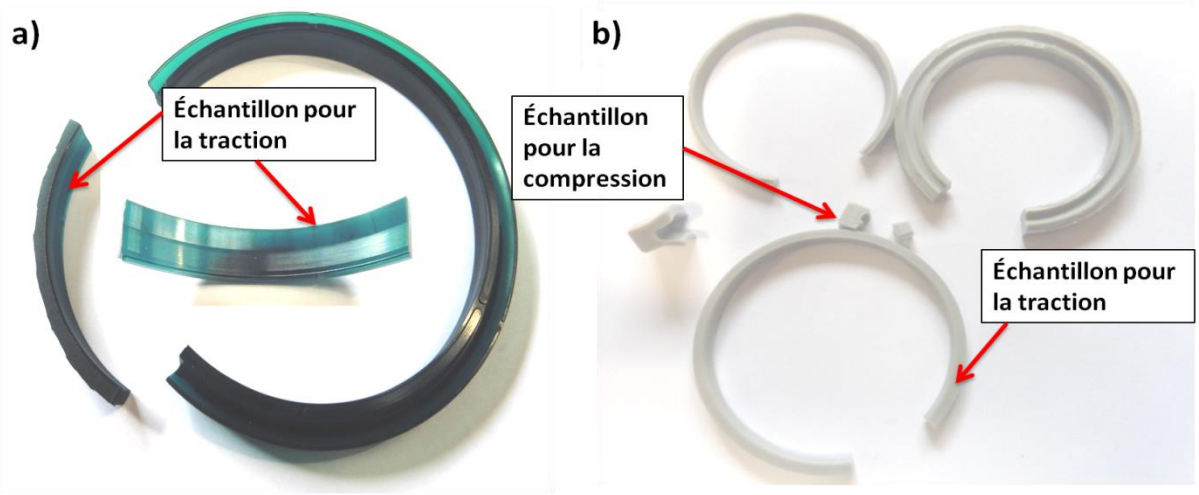


Figure 69: Exemples d'échantillons de joints utilisés pour les essais de traction, a) Joint U100, b) Joint U25

II.3.3.2.A Essais de traction

Le Tableau II.**8** présente les dimensions initiales des échantillons ainsi que la charge maximale, la résistance à la traction et la déformation maximale à la rupture.

Joint	Longueur initiale (mm)	Largeur (mm)	Épaisseur (mm)	Section (mm^2)	Charge Maximale [N]	Résistance à la traction [MPa]	Déformation maximale [%]
U100	15.00	8.54	3.52	30.06	773.00	25.70	1550.00
X100	15.00	5.33	5.33	28.41	244.00	9.20	680.00
O100	15.00	5.00	5.00	25.00	256.00	11.00	681.00
U25	15.00	3.71	3.08	11.43	333.00	29.20	1120.00
O25	15.00	3.27	3.39	11.09	50.20	4.52	104.00
R25	15.00	4.62	2.10	9.70	347.00	34.70	1350.00

Tableau II.8: Conditions d'essais de traction

La Figure 70 présente les courbes de la charge en fonction du déplacement pour les essais de traction des joints de tige. Les courbes de contrainte apparente en fonction de la déformation sont présentées dans la Figure 71.

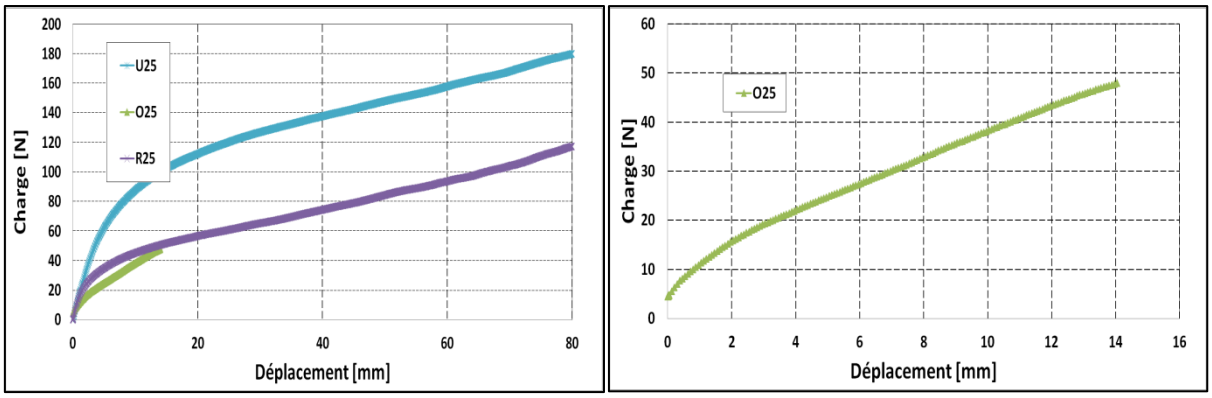


Figure 70: Courbes de charge en fonction du déplacement pour joints de tige "Traction"

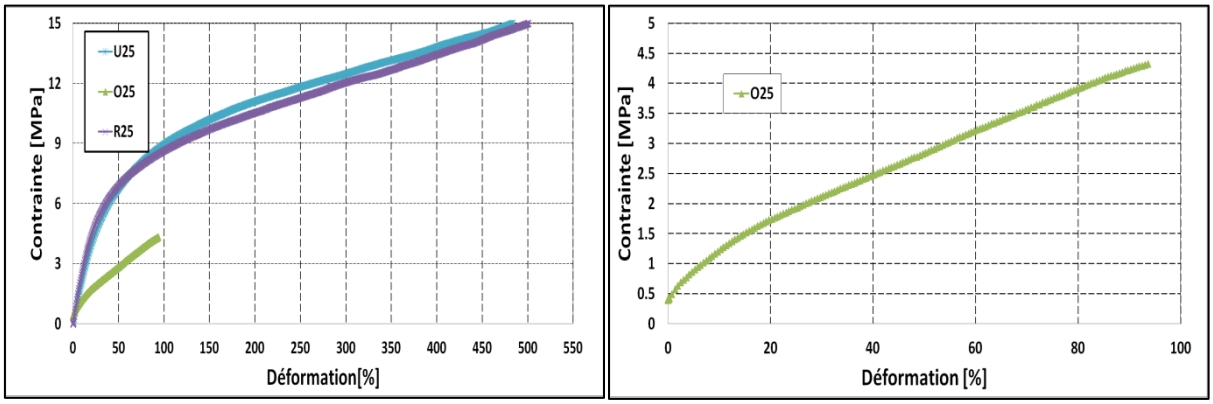


Figure 71: Courbes de contrainte en fonction de la déformation pour joints de tige "Traction"

On note que le joint tige-racleur (R25) et le joint U25 ont quasiment la même réponse mécanique. Le joint O25 présente un comportement complètement différent des deux autres joints avec plus de souplesse.

Les essais de traction sur les joints de piston montrent un comportement similaire entre les joints X100 et O100 (Figure 72).

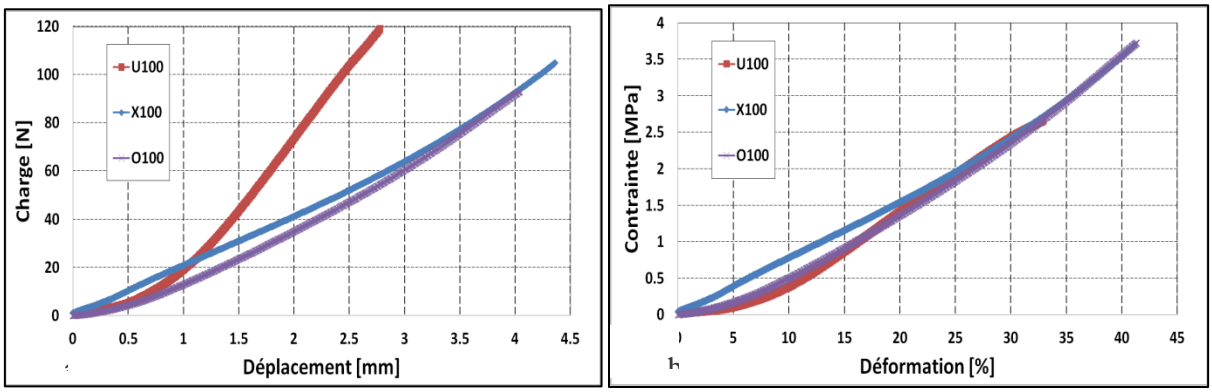


Figure 72: a)Courbes de charge en fonction du déplacement, b) Courbes de contrainte en fonction de la déformation

Le joint U100 présente des contraintes relativement plus élevées par rapport aux autres joints (X100 et O100), mais un comportement quasiment identique pour les joints X100 et O100 .

II.3.3.2.B Essais de compression

Le Tableau 9, présente les dimensions initiales des échantillons avant les essais de compression ainsi que la charge maximale.

Joint	Longueur Initiale (mm)	Largeur (mm)	Épaisseur (mm)	Section (mm^2)	Charge Max [N]
U100	11.3	7.5	8.4	63.5	174.0
X100	10.6	5.3	5.3	28.4	144.0
O100	9.8	5.0	5.0	25.0	99.9
U25	6.6	4.9	5.3	25.8	67.6
O25	4.3	3.3	3.3	10.8	76.7

Tableau 9: Conditions d'essais de compression

Les résultats des Figure 73.a et 29.b présentent les courbes de la charge en fonction du déplacement et la contrainte en fonction de la déformation respectivement pour les joints tiges

On note que le joint O25 est relativement plus souple que le joint U25 à partir de 13% de déformation.

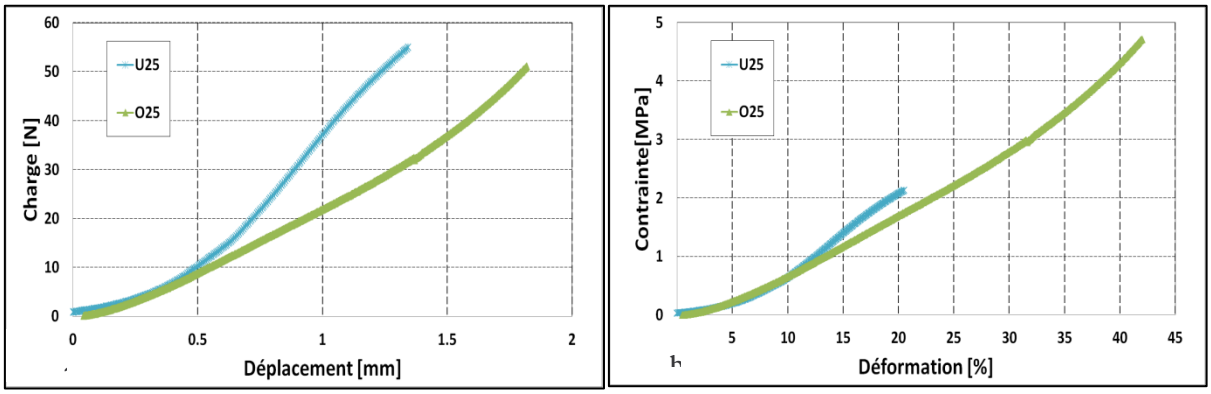


Figure 73 :a) Courbes de charge en fonction du déplacement, b) Courbes de contrainte en fonction de la déformation pour joints de tige

Les résultats des Figure 74.a et 30.b présentent les courbes de la charge en fonction du déplacement et la contrainte en fonction de la déformation respectivement pour les joints de piston. On constate que le comportement des joints est quasiment identique.

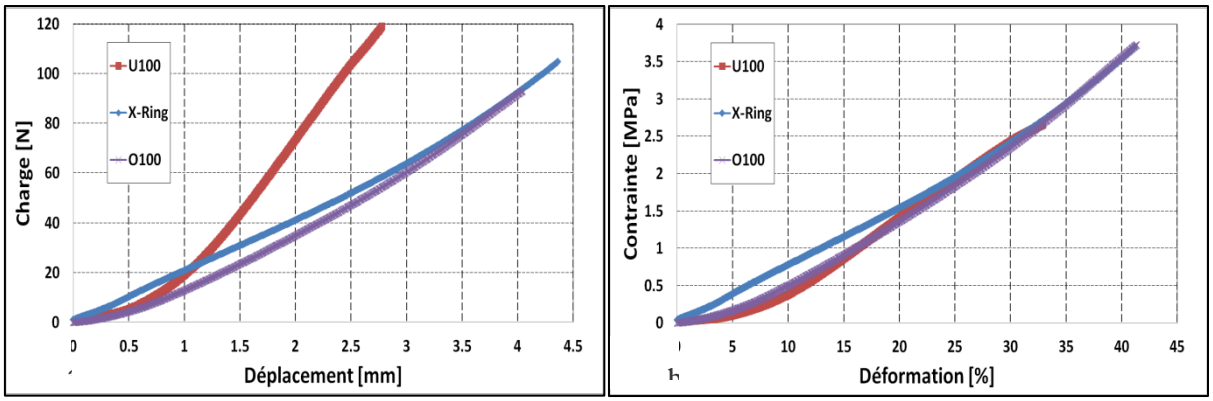


Figure 74 :a) Courbes de charge en fonction du déplacement, b) Courbes de contrainte en fonction de la déformation pour joints de piston

II.3.4 Caractérisation de l'état de surface

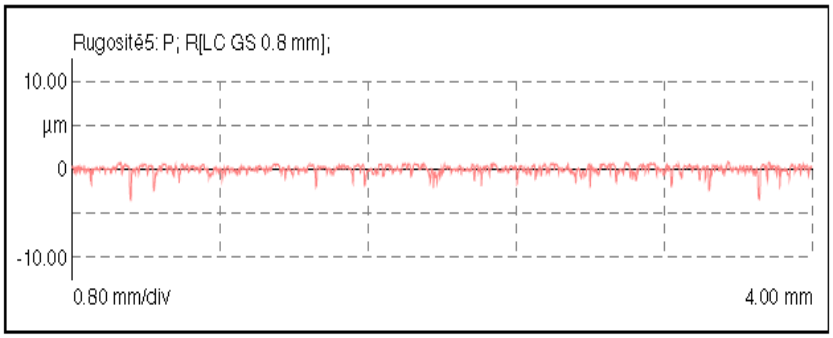
La connaissance des paramètres rugosité des surfaces de frottement dans les vérins pneumatiques permet d'avoir une meilleure compréhension du comportement tribologique des joints d'étanchéité. Elle permet aussi de définir les données de surface nécessaires pour les modèles de simulation numérique.

Dans cette section nous présentons les résultats de mesures de l'état des surfaces effectuées sur les différents éléments de frottement du vérin pneumatique (tige, cylindre et joint).

II.3.4.1 Caractérisation métrologique du cylindre

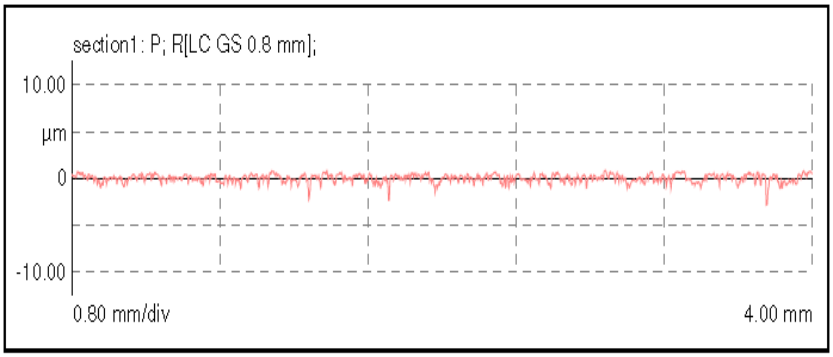
Les mesures ont été réalisées selon la norme ISO 4287. L'instrument de mesure utilisé est MarTalk, avec un palpeur de type MFW-250x2.0 :2. Le nombre de points de mesure est de 11200 points sur un profil axial de longueur 4 mm. Les mesures ont été réalisées sur trois secteurs, 0°, 120° et 240° de distance de 90 mm du bord du cylindre. Les résultats obtenus sont présentés dans les trois tableaux de la Figure 75.

Secteur 1-0°



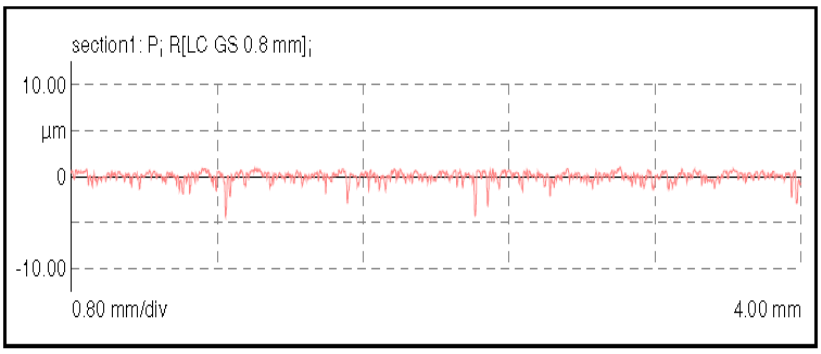
Secteur 1-0°		
Position-1		
Ra	0.3507	µm
Rz	3.4494	µm
Rmax	5.1815	µm
Rt	5.2831	µm
Rpm	0.7745	µm
Rv	2.6749	µm
Rsk	-2.507	
Rku	17.685	
RMr(-1.00,5.0)	86.3	%

Secteur 2-120°



Secteur 2-120°		
Position-1		
Ra	0.3355	µm
Rz	2.744	µm
Rmax	3.6925	µm
Rt	3.7323	µm
Rpm	0.7813	µm
Rv	1.9627	µm
Rsk	-1.119	
Rku	6.405	
RMr(-1.00,5.0)	84.16	%

Secteur 3-240°



Secteur 3-240°		
Position-1		
Ra	0.4163	µm
Rz	3.9879	µm
Rmax	5.1941	µm
Rt	5.4086	µm
Rpm	0.9015	µm
Rv	3.0864	µm
Rsk	-2.256	
Rku	12.189	
RMr(-1.00,5.0)	80.12	%

Figure 75 : État de surface du cylindre

Les trois secteurs mesurés montrent une bonne correspondance des paramètres de rugosité.

Les valeurs moyennes des différents paramètres de rugosité mesurés sur les trois secteurs sont présentées dans le Tableau 10.

Moyenne		
Ra	0.3675	µm
Rz	3.3938	µm
Rmax	4.6894	µm
Rt	4.8080	µm
Rpm	0.8191	µm
Rv	2.5747	µm
Rsk	-1.9607	
Rku	12.0930	
RMr(-1.00,5.0)	83.5267	%

Tableau 10 :Paramètres statistiques moyens des trois secteurs

Les mesures de circularité ont été réalisées pour le cylindre de diamètre 100 mm, sur quatre secteurs au long du cylindre avec 36 points de mesure pour chaque secteur. Les procédures ISO 1101 ont été suivies au cours des mesures. L'appareil utilisé pour la caractérisation est

Messtechnik wetzlar Gmbh Metrology Systems. Les mesures ont été faites avec un palpeur de diamètre 5 mm, la méthode des moindres carrés est utilisée pour le traitement des résultats de mesures. Les résultats de mesure sont illustrés sur la **Figure 76**.

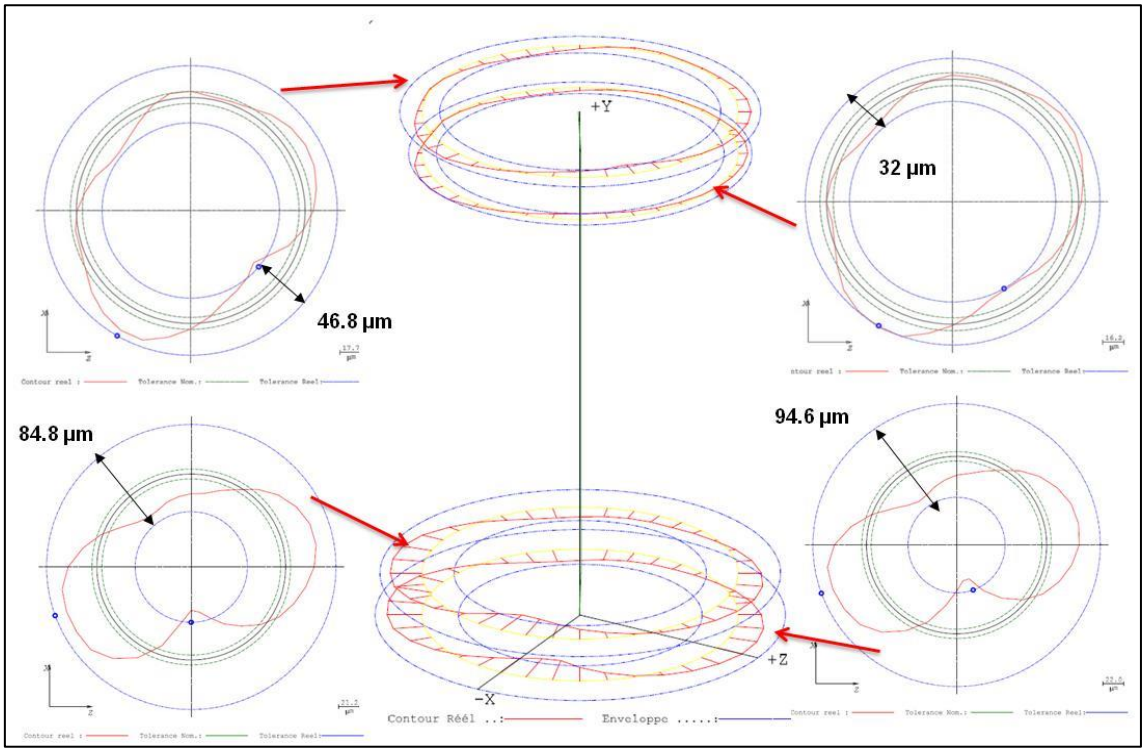


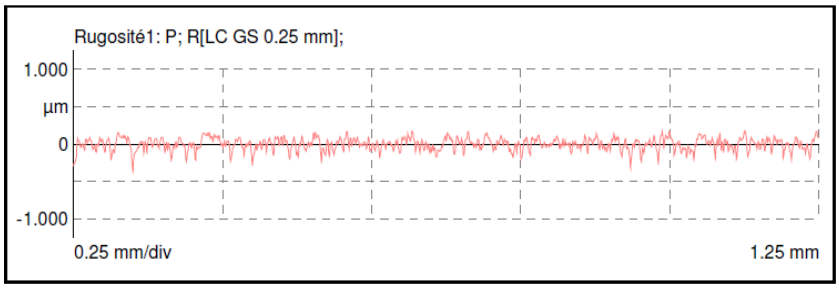
Figure 76: Mesure de circularité du cylindre ∅100 mm

Les résultats obtenus montrent des défauts importants de circularité qui peuvent atteindre 96,6 µm ce qui est largement supérieur à l'épaisseur du film lubrifiant entre le joint et le cylindre (~1µm). Par conséquent, ces défauts peuvent avoir un impact non négligeable sur les mesures de frottement du joint de piston. Ils peuvent aussi conduire à une usure prématurée du joint.

II.3.4.2 Caractérisation métrologique de la tige

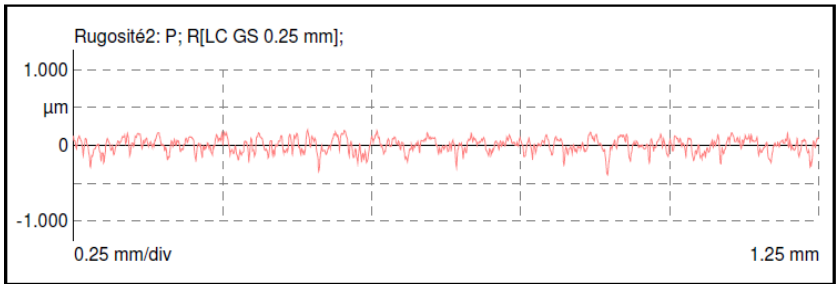
Des profils de rugosité ont été obtenus à l'aide du même appareil et en suivant la même procédure des mesures effectuées sur le cylindre. Les résultats de mesure de rugosité de la surface de tige sont présentés dans la **Figure 77** et les valeurs moyennes des paramètres mesurés sont résumées dans le **Tableau 11**.

Secteur 1-0°



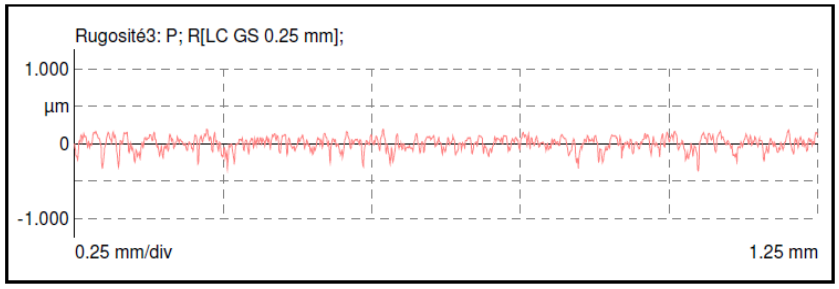
Secteur 1-0°		
	Position-1	
Ra	0.0648	µm
Rz	0.4453	µm
Rmax	0.5286	µm
Rt	0.5512	µm
Rpm	0.1707	µm
Rv	0.2746	µm
Rsk	-0.66	
Rku	3.611	
RMr(-1.00,5.0)	100	%

Secteur 2-120°



Secteur 1-120°		
	Position-2	
Ra	0.0747	µm
Rz	0.5002	µm
Rmax	0.566	µm
Rt	0.5931	µm
Rpm	0.1801	µm
Rv	0.3201	µm
Rsk	-0.588	
Rku	3.28	
RMr(-1.00,5.0)	100	%

Secteur 3-240°



Secteur 1-240°		
	Position-3	
Ra	0.0712	µm
Rz	0.5035	µm
Rmax	0.5445	µm
Rt	0.5578	µm
Rpm	0.1784	µm
Rv	0.3252	µm
Rsk	-0.71	
Rku	3.586	
RMr(-1.00,5.0)	100	%

Figure 77 : État de surface de la tige

Moyenne		
Ra	0.07023	µm
Rz	0.48300	µm
Rmax	0.54637	µm
Rt	0.56737	µm
Rpm	0.17640	µm
Rv	0.30663	µm
Rsk	-0.65267	
Rku	3.49233	
RMr(-1.00,5.0)	100	%

Tableau 11 : Paramètres statistiques moyens des trois secteurs

De même que la surface du cylindre, la rugosité de la tige est similaire entre les trois secteurs mesurés. On note aussi que la rugosité de la tige est très faible par rapport à celle du cylindre.

II.3.4.3 État de surface du joint

Afin d'évaluer la rugosité de la surface dynamique du joint (en contact avec le cylindre ou avec la tige), nous avons utilisé un dispositif de mesure optique. Le dispositif utilisé est un TALYSURF CCI 6000 ayant les caractéristiques présentées dans le Tableau 12.

Objectif	Surface mesurée [mm²]	Distance de travail [mm]	Pas d'échantillonnage [µm]	Inclinaison maximale [°]	Nombre de points	Précision
50X	0.362X0.362	3.4	0.36	22°	1024x1024	10^{-8}

Tableau 12 : Caractéristiques de l'objectif optique utilisé (lumière blanche)

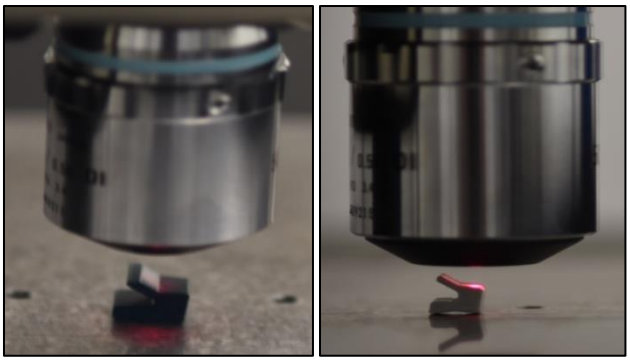


Figure 78 : Mesure de la rugosité avec Talysurf CCI 6000

La Figure 79 présente la surface mesurée de la lèvre du joint U100. Comme on peut le remarquer, la surface de la lèvre est constituée d'ondulations suivant la direction circonférentielle, soit dans le sens normal à la direction du mouvement. Ces ondulations font vraisemblablement partie de la définition du joint et de ses états de surface. En effet, la présence de ce type d'ondulations peut permettre de mieux retenir la graisse lubrifiante dans la zone de frottement.

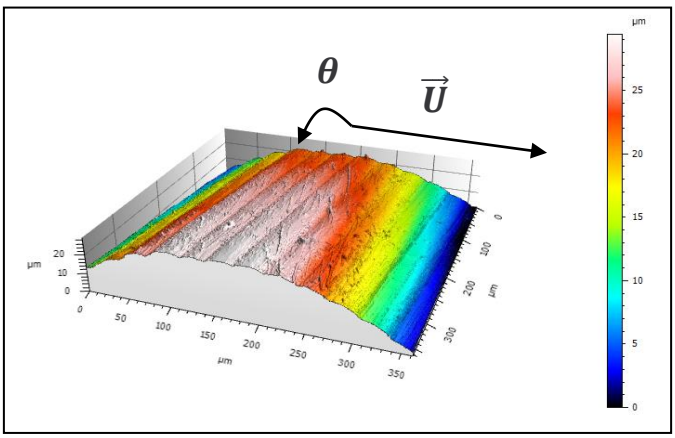


Figure 79: Surface obtenue après mesure - forme brute (lumière blanche, intensité optimale)

Une série de traitements est appliquée sur la surface mesurée pour en améliorer la qualité. Dans un premier temps nous avons effectué un redressement de la surface, en lui soustrayant le plan des moindres carrés. Ce traitement a permis de supprimer le défaut d'alignement entre l'axe de la surface mesurée et l'axe optique. La deuxième étape a consisté à supprimer les défauts de forme par un redressement de la surface par un polynôme de deuxième degré. Cette étape a permis d'obtenir la distribution de la rugosité sur une surface cylindrique.

Environ 4.65 % de points n'ont pas été mesurés. Cela s'explique par le fait que les rayons incidents n'ont pas été réfléchis dans la direction de l'objectif en raison d'une pente localement trop élevée ou d'accidents de surface. Pour remédier à ce défaut de mesure nous avons utilisé la fonction remplissage des points non mesurés. Son principe est basé sur l'interpolation des points aux voisinages. La Figure 80 présente la surface obtenue après ces traitements d'amélioration.

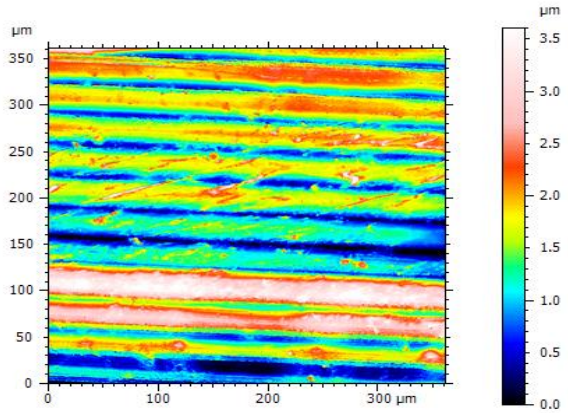


Figure 80 : Surface rugueuse finale

Le dispositif de mesure est doté d'un logiciel qui donne la possibilité de calculer les paramètres statistiques de la surface résultante (finale). Un profil vertical médian (Figure 80) correspondant à la direction du mouvement du joint a été extrait à partir de la surface finale Figure 80.

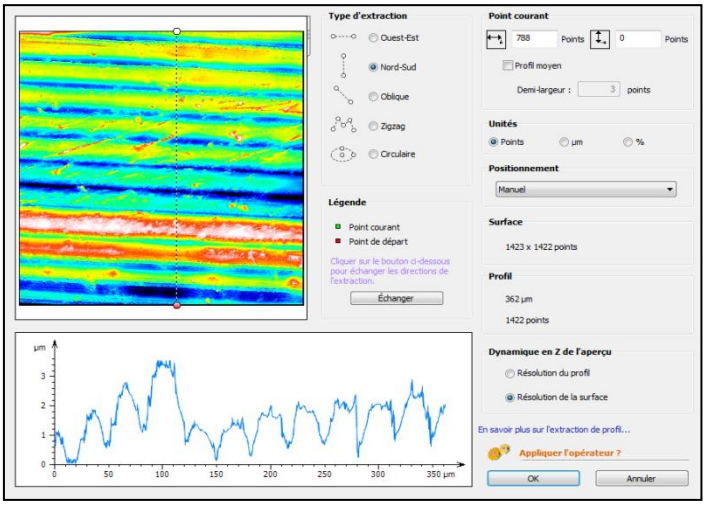


Figure 81 : Zone de mesure du profil de rugosité verticale

Ce profil extrait montre la présence des ondulations périodiques suivant la direction du mouvement du joint (Figure 82). Le pas de ces ondulations est de l'ordre de 30 µm.

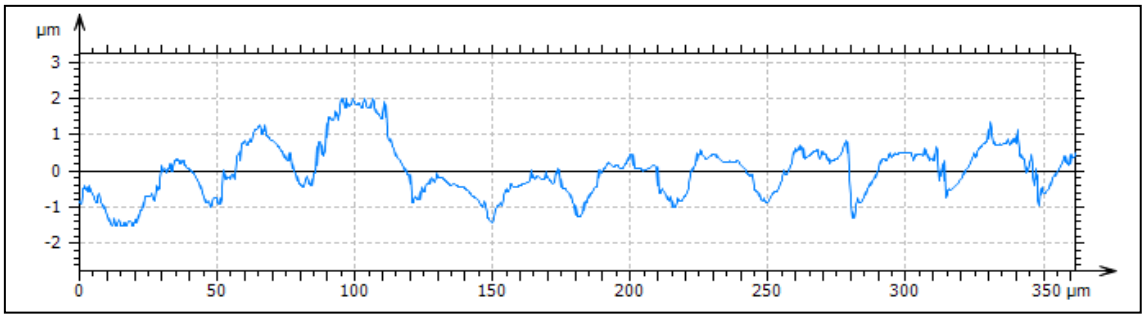


Figure 82 : Profil de rugosité verticale

La Figure 83 présente une reconstruction 3D de la surface du joint à partir de la surface finale mesurée (Figure 80). Cette surface sera utilisée dans les calculs numériques pour l'évaluation de la loi de contact et la détermination des paramètres d'entrée du modèle de lubrification du joint (chapitre 3).

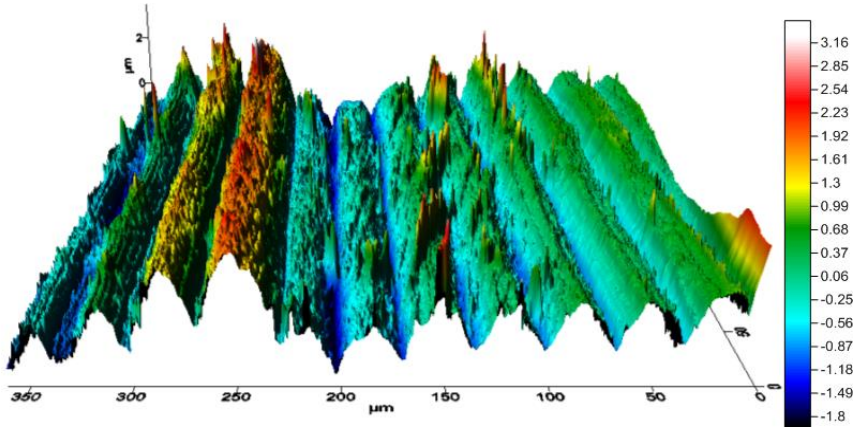


Figure 83 : Construction 3D de la rugosité du joint

II.3.5 Mesure de la charge radiale du joint de piston

Pour les joints pneumatiques, la pression de contact du joint sur la piste de frottement dynamique (tige ou cylindre) est un paramètre très important qui conditionne le comportement en frottement et en étanchéité de ces joints. Cette pression de contact se traduit par une charge radiale qui peut être mesurée. Elle est considérée dans le dimensionnement des joints pneumatiques.

Des mesures de la charge radiale sont effectuées sur l'ensemble des joints de piston testés. Ces mesures ont permis de comparer le serrage des différents joints de piston et de caler les modèles de simulation numérique.

II.3.5.1 Définition

La charge radiale d'un joint de piston correspond à la force totale exercée entre le joint monté dans son logement et le cylindre. Cette force dépend des interférences géométriques entre le joint a priori les lèvres extérieure et intérieure et leurs surfaces de contact. Elle dépend aussi de la forme géométrique de la section du joint et de la raideur du joint. La **Figure 84** présente un exemple de calcul de serrage du joint piston U100.

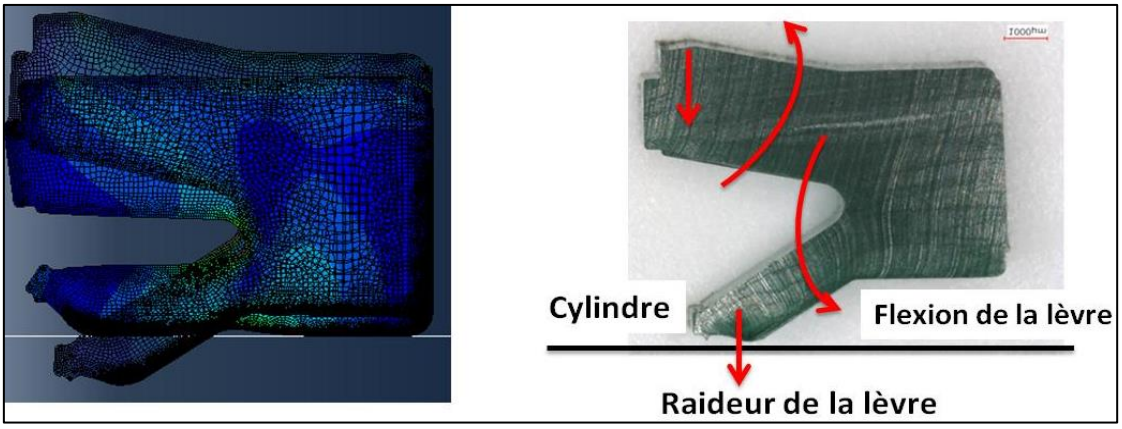


Figure 84 : Composantes de la charge radiale du joint de piston U100 dans le cas du montage

II.3.5.2 Description du dispositif de mesure de charge

Le dispositif de mesure « Radiamètre » (Figure 85) est composé d'une partie mécanique comprenant un support sur lequel est fixé un capteur. Sur ce capteur, viennent se fixer deux coquilles amovibles. Le capteur est relié à un coffret d'acquisition permettant une lecture directe de l'effort et ayant une sortie tension pour l'enregistrement. Un capteur de température est également présent pour mesurer la température à proximité du joint.

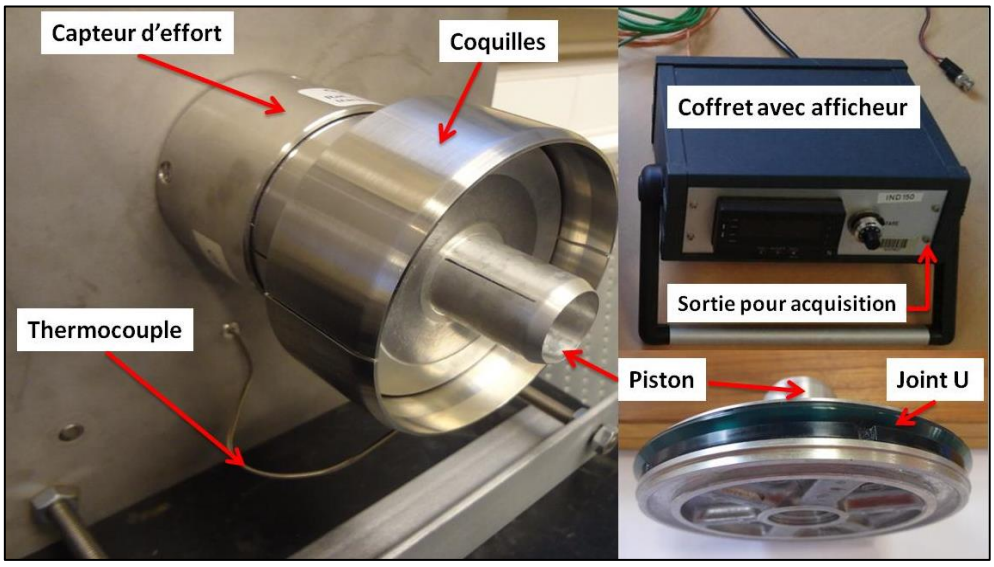


Figure 85 : Montage Ra-diamètre « Cetim » [116]

II.3.5.3 Protocole de mesure

Une fois le joint mis en place sur le montage, le joint présente une phase de fluage. Une mesure caractéristique de la force radiale d'un joint en élastomère est donnée dans la Figure 86.

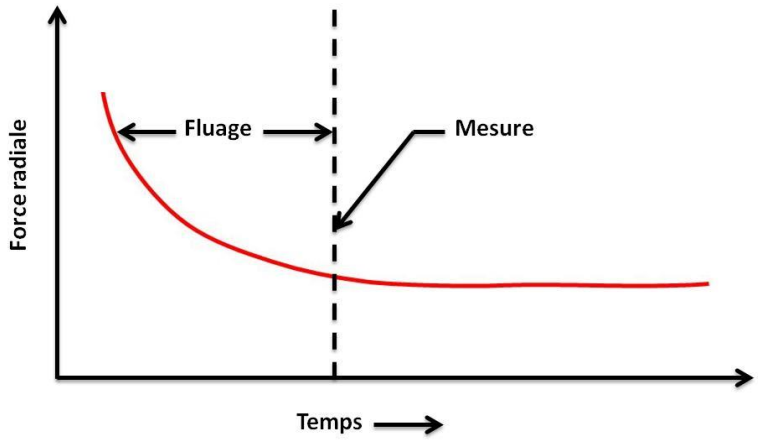


Figure 86 : Mesure de la force radiale au cours du temps

Pour une mesure stabilisée de la charge radiale, il faut que la durée d'essai soit suffisante pour une température d'environnement maintenue constante.

Les facteurs qui peuvent influer sur la valeur d'effort mesurée sont le fluage du joint (caractéristique intrinsèque au matériau) et les conditions de température lors de l'essai.

II.3.5.4 Résultats de mesure

Les mesures ont été réalisées sur le joint de piston U100 à une température stabilisée de 19 °C sur plusieurs jours (Figure 87). Comme on peut le voir sur la courbe de charge, la charge initiale du montage est d'environ 140N puis elle diminue quasi-exponentiellement avec le temps. La valeur atteinte après 150h est de 118N ce qui correspond à une diminution de 14% de la charge initiale. On constate aussi que la phase de fluage est assez longue. Cela est vraisemblablement dû à la nature du matériau (PU) ainsi qu'à la forme géométrique de la lèvre du joint. Lors des simulations numériques de l'assemblage du joint, on utilise comme valeur de référence, la charge stabilisée.

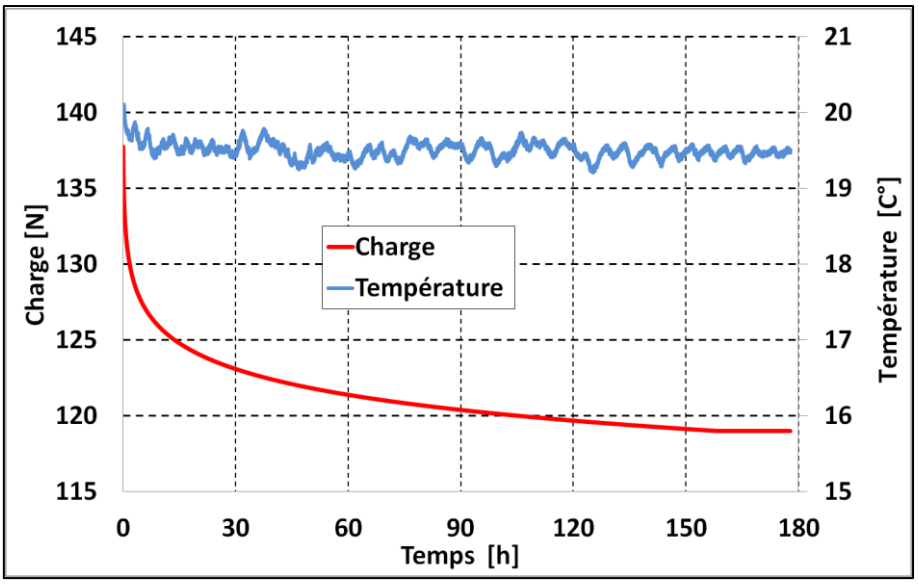


Figure 87 : Évolution de la charge radiale du joint U100 à température ambiante

II.3.6 Caractérisation rhéologique de la graisse

Des mesures rhéologiques de la graisse utilisée durant les essais ont été effectuées sur un rhéomètre. Ces essais ont permis de caractériser la graisse et de déterminer les différents paramètres des modèles rhéologiques. Dans cette section, la méthode de mesure utilisée est présentée.

La graisse utilisée est composée d'un épaississant et d'une huile de base. Les épaississants sont de type inorganique (Silica) et l'huile de base est une huile de Silicone de couleur blanche translucide. La graisse est d'une viscosité cinématique de $2x10^{-6}$ cSt (centistokes (cSt)) et de masse volumique approximativement 1100Kg/m^3 (données fournies par le fabricant.)

Pour le travail présenté dans cette thèse, un rhéomètre rotatif composé de deux plaques parallèles de 40 mm de diamètre de type ARES TA Instruments (Figure 88) est utilisé. Avant de commencer les mesures, la plaque inférieure du rhéomètre est conditionnée à la température requise, 19 °C dans notre cas, ce qui correspond à la condition de nos essais. Une quantité excessive de graisse est chargée sur la plaque inférieure, qui est ensuite réglée à la hauteur de 300 µm qui représente la limite de notre rhéomètre. Comme l'excès de graisse doit être évacué, certaines contraintes internes sont introduites dans l'échantillon. Ce surplus de graisse est soigneusement retiré du bord. Ensuite, les contraintes internes sont éliminées avec un programme de pré-cisaillement avant que la mesure réelle ne soit effectuée. Ce programme de pré-cisaillement ne doit pas atteindre des vitesses trop élevées pour éviter la perte de graisse involontaire sur les bords ou la rupture des bords. Après le programme de pré-cisaillement, la graisse est laissée au repos pendant un certain temps (15 minutes dans notre cas). Des expériences de balayage de fréquence et de déformation ont été réalisées pour situer les bonnes

conditions de mesure d'écoulement de la graisse. Dans notre cas la déformation imposée est de 1% et le taux de cisaillement commence de 0.01 jusqu'à 100 Hz avec une croissance en continu. Trois essais d'écoulement ont été réalisés afin d'assurer la répétabilité des mesures, les courbes d'écoulement sont données dans la Figure 87.

Avant de donner l'interprétation de ces résultats, il faut préciser que pour simuler les taux de cisaillement élevés caractéristiques pour la lubrification des joints pneumatiques, des vitesses de translation élevées et des épaisseurs de film faibles sont nécessaires. Ces conditions ne sont pas atteintes par le rhéomètre utilisé. Les mesures rhéologiques des graisses dans ce type de conditions sont par ailleurs très difficiles à obtenir. Il est donc important de préciser que les mesures présentées dans ce paragraphe sont représentatives pour des épaisseurs de film relativement importantes (300µm) quand on peut toujours faire l'hypothèse d'un milieu continu (les propriétés de la graisse ne varient pas brutalement d'un point géométrique à ses voisins).

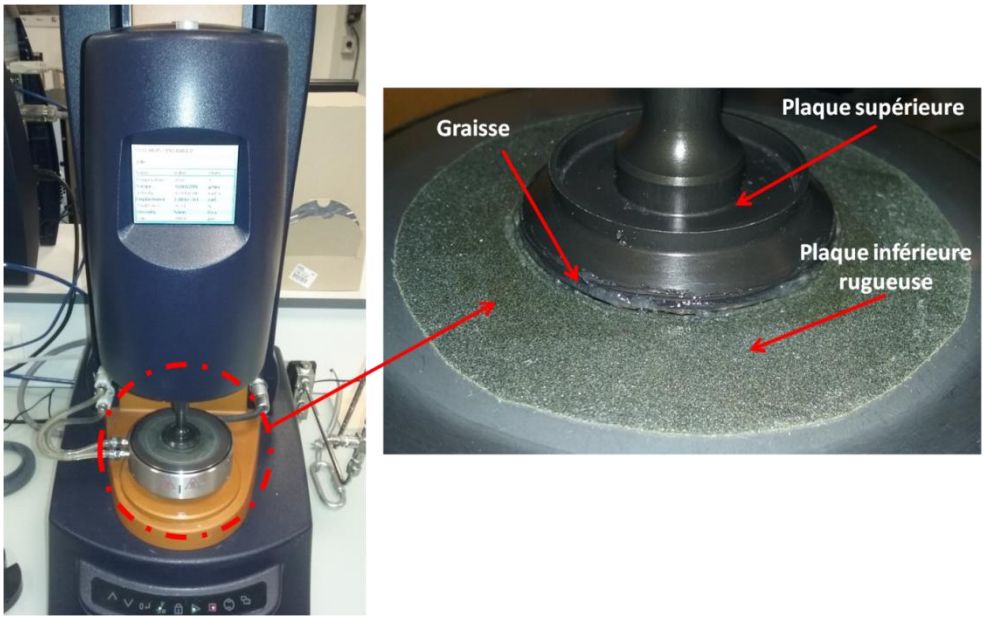


Figure 88: Rhéomètre ARES TA Instruments

Sur la base de ces courbes d'écoulement, des ajustements sont effectués pour déterminer les paramètres des lois du comportement rhéologique de la graisse. L'interprétation est donnée dans le chapitre suivant, lors de la présentation du modèle numérique.

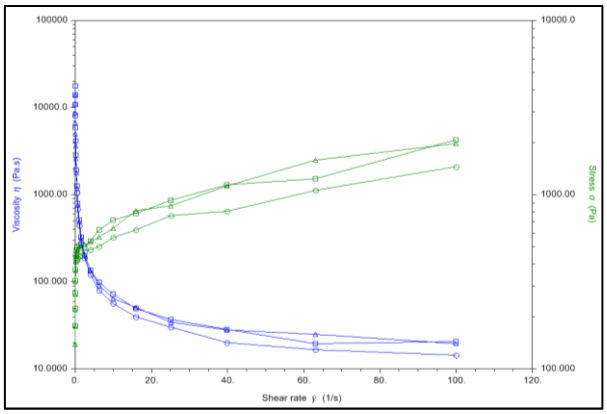


Figure 89: Courbes d'écoulement de la viscosité et de la contrainte de cisaillement de la graisse en fonction du taux de cisaillement à 20 °C.

II.4 Détermination de la force de frottement

Les différentes forces agissant sur le vérin lors du mouvement de la tige sont présentées sur la Figure 90. L'équilibre de ces forces s'écrit :

$$\sum \vec{F} = m\vec{\gamma} \qquad (II.1)$$

$$F_{cf} + P_1S_1 - P_2S_2 - \left(F_{jt} + F_{bgt} + F_{jp} + F_{bgp}\right) = m\gamma \qquad (II.2)$$

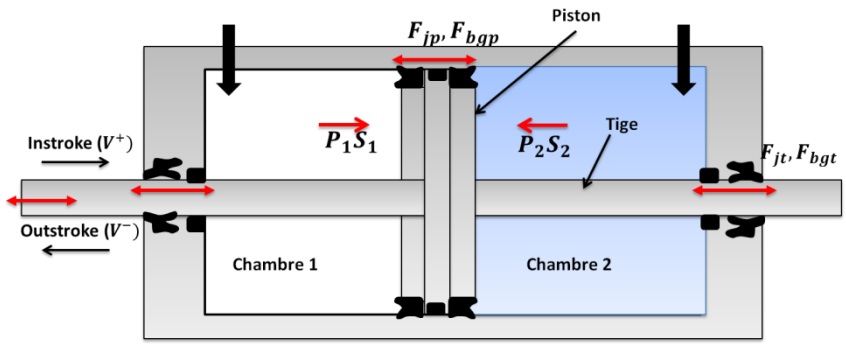


Figure 90: Forces agissant sur le vérin

P_1 et P_2 sont les pressions absolues en amont et en aval du piston, S_1 et S_2 les sections du piston en amont et en aval ($S_1 = S_2$), S_3 la section de la tige, F_{cf} la force mesurée par le capteur de force, $m\gamma$ la force d'inertie due à la masse des pièces en mouvement (piston, tige,…). F_{jt}, F_{bgt}, F_{jp} et F_{bgp} sont respectivement les forces de frottement des joints de tige, des bagues de guidage de tige, des joints de piston et de la bague de guidage du piston.

On considère qu'en régime établi de vitesse, l'effet de l'inertie est négligeable par rapport à celui de l'effort de frottement. Dans ce cas, l'effort de frottement total F_f donné par le frottement des différents joints et bagues d'étanchéité du vérin s'écrit :

$$F_f = F_{cf} + P_1S_1 - P_2S_2 \quad (II.3)$$

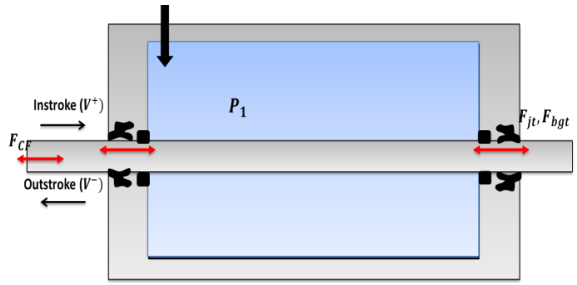


Figure 91 : Schéma du montage pour la mesure de frottement des joints de tige (vérin complet)

Les figures 90 et II.91, présentent la configuration de la cellule de test. La configuration 2 de la Figure 92 a été réalisée pour mesurer la force de frottement du joint de piston dans les deux sens de mouvement. La pression d'air a été appliquée dans la chambre 2.

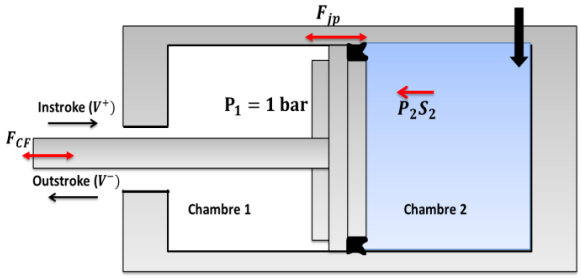


Figure 92 : Schéma du montage pour la mesure de frottement des joints de piston (Configuration 2)

La configuration 3, a été réalisée pour mesurer la force de frottement du joint de tige dans les deux sens de mouvement dans différentes conditions de pression d'air (Figure 93).

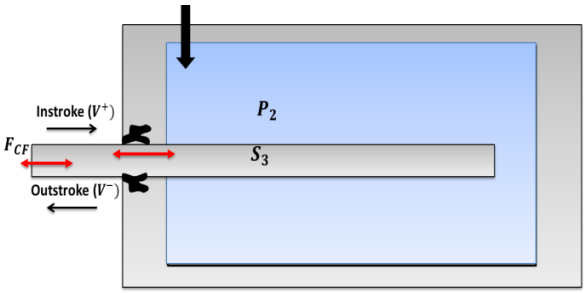


Figure 93 : Schéma du montage pour la mesure de frottement des joints de tige (Configuration 3)

II.5 Conditions des essais de frottement

Le Tableau 13 présente les conditions des différents tests réalisés. Les tests sont effectués pour différentes configurations de vérin pneumatique, différents joints, différents diamètres et différentes conditions de fonctionnement (pressions d'air et vitesses de tige). Trois différentes configurations de cylindre pneumatique sont considérées ; vérin pneumatique complet, joints de piston et joints de tige.

Configurations	Tests	Piston	Tige	Joint piston	Joint tige	P_1 (bar)	P_2 (bar)	Vitesse (mm/s)	
								[10,200]	[50,300]
1 Cylindre complet	Test 1	Piston 100	Tige 25	U-100	RSPUR90	1	[1-10]		X
	Test 2	/	Tige 25	/	RSPUR90				
2 joints de piston	Test 3	Piston 100	-	U100	/	1	[1-10]	X	
	Test 4	Piston 80	-	U80	/				
	Test 5	Piston 63	-	U63	/				
	Test 6	Piston 50	-	U50	/				
	Test 7	Piston 100	-	X100	/				
	Test 8	Piston 100	-	O100	/				
3 Joints de tige	Test 9	/	Tige 25	/	U 25				
	Test 10	/	Tige 25	/	O 25				

Tableau 13: Récapitulatif des conditions d'essais

Les premiers essais, tests 1 et 2, ont été réalisés sur un vérin pneumatique à double effet complet du commerce (**Figure 90**). Le vérin testé est doté d'un alésage de diamètre 100 mm et d'une tige de diamètre de 25 mm avec une course de 500 mm. Les joints du vérin sont graissés. Le cylindre est en aluminium anodisé, les tiges en acier chromé et le piston en Aluminium léger. Deux joints à lèvre en polyuréthane (U100) sont montés sur le piston et deux joints tige-racleurs en polyuréthane (RSPUR 90) sur la tige. Les essais sont effectués pour différentes pressions d'air dans la chambre 1 du cylindre et pour les deux sens de mouvement de l'ensemble piston/tige, avec une vitesse comprise entre 50 et 300 mm/s.

Afin de séparer la mesure de la force de frottement des joints tige de celle de la force de frottement globale du test 1 (vérin complet), le test 2 est réalisé en retirant les joints de piston du cylindre. Les deux chambres de vérin sont donc ouvertes entre elles (Figure 91), ce qui donne une configuration symétrique. De plus, il n'y aura pas de variation de volume de la chambre pressurisée au cours de la course de tige. Ceci permet de maintenir une pression d'air constante dans la chambre du vérin.

Par la suite, des tests sont menés sur des joints de piston et sur des joints de tige de manière séparée afin d'étudier le frottement de chaque type de joint.

Les tests sur les joints de piston, de 3 à 6, sont effectués sur des joints de forme U en variant le diamètre de cylindre, 50, 63, 80 et 100mm. Les tests 7 et 8 sont effectués respectivement sur un joint O100 et un joint X100 pour un seul diamètre de cylindre (100mm).

Pour ces essais, les conditions de vitesse sont considérées entre 10 et 200 mm/s et celles de la pression d'air entre 1 et 10 bars appliquée dans la chambre 2. Ces conditions de vitesse et de pression sont considérées aussi pour les tests 9 et 10 sur des joints de tige.

Nous considérons une vitesse positive pour l'entrée (Instroke) du cylindre pneumatique de gauche à droite et la vitesse négative pour la rétraction de droite à gauche (Outstroke). La chambre 2 (configuration 1) se comporte soit comme une chambre résistante, lorsque la vitesse est positive, soit comme une chambre motrice lorsque la vitesse est négative. La chambre 2 (configurations 2 et 3) se comporte soit comme une chambre résistante, lorsque la vitesse est positive, soit comme une chambre motrice lorsque la vitesse est négative. Pour chaque test, vingt cycles ont été réalisés afin d'assurer la répétabilité des résultats.

Les paramètres contrôlés durant les essais sont la pression d'air dans les chambres pneumatiques, la vitesse et la position axiale de la tige. Le contrôle de la pression d'air est assuré par un régulateur de pression. La Figure 94 montre un exemple d'un cycle typique d'entrée et de sortie de la tige à pression atmosphérique. Comme on peut le constater, la vitesse et la position de la tige sont contrôlées avec une bonne précision.

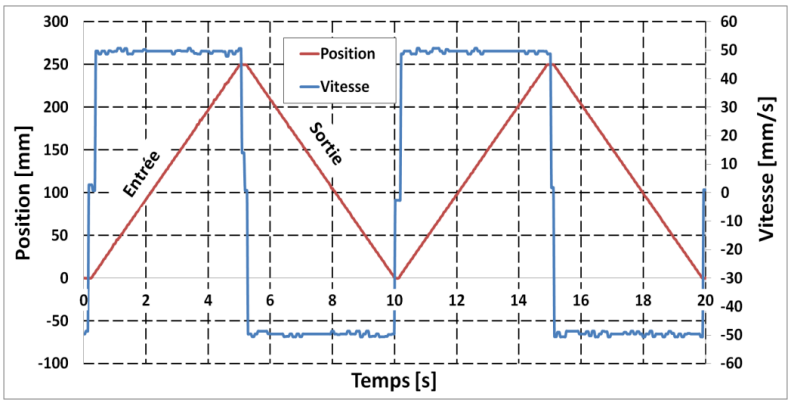


Figure 94 : Cycle typique de fonctionnement (pression atmosphérique)

II.6 Résultats des essais de frottement

Dans cette section, nous présentons les résultats des mesures expérimentales réalisées sur les différentes configurations d'essais définies dans le **Tableau 13**. Le frottement des joints pneumatiques est analysé en fonction des différents paramètres de fonctionnement, pression d'air, vitesse de tige, conception du joint, etc.

II.6.1 Effets de la pression d'air

La Figure 95 montre la distribution de la force brute mesurée par le capteur de force au cours du mouvement dans les conditions de pression atmosphérique dans les deux chambres et de vitesse constante de ± 50 mm/s. L'effort mesuré correspond à l'effort de frottement total du vérin puisque l'effet de la pression d'air est annulé entre les deux chambres (S1=S2) et la pression atmosphérique des deux côtés). Comme on peut le constater, on obtient un profil stable de la force de frottement en entrée et en sortie de tige attestant d'une bonne précision de mesure. Par ailleurs, on note un décalage de la force de frottement (Offset) de 15 N (37,5 %), entre l'entrée et la sortie de tige. Ceci est probablement dû aux conditions de test en particulier celles du capteur de force utilisé qui se comporte différemment entre la traction et la compression.

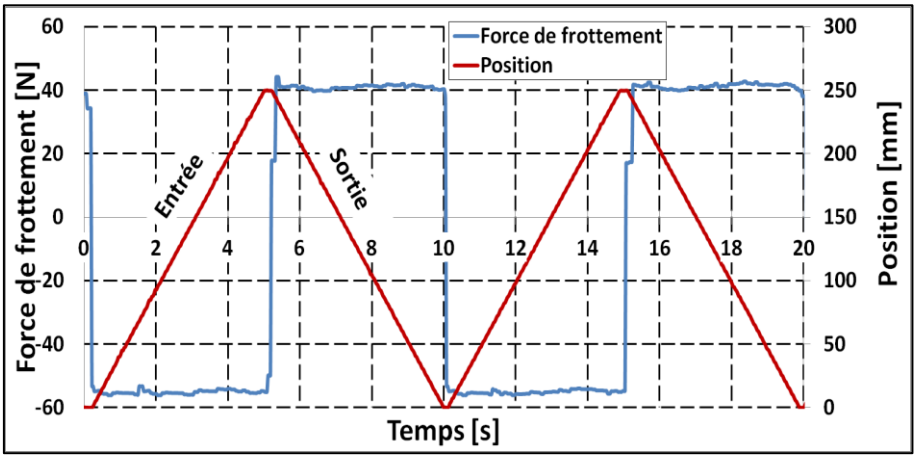


Figure 95 : Distribution de la force de frottement, P = 1 bar, V =± 50 mm / s

La Figure 96 montre la variation de la force mesurée par le capteur de force en entrée et en sortie de tige pour une pression de 2 bars et pour une vitesse de tige de ± 50 mm/s. La force mesurée présente un pic à chaque début de course. Durant la course, on note des fluctuations de la force mesurée d'environ 50 N de magnitude. Les fluctuations de la force de frottement mesurée sont plus prononcées en entrée de tige qu'en sa sortie.

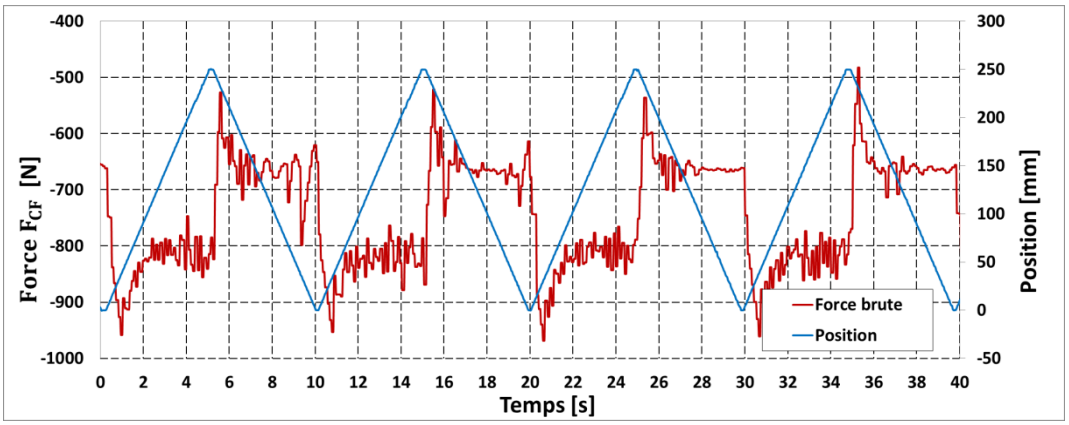


Figure 96 : Distribution de la force de frottement, P1=2 bar, V=± 50 mm / s

Ces fluctuations de force de frottement sont dues aux fluctuations de la pression d'air dans les chambres du vérin (Figure 97). En effet, en raison de la compressibilité de l'air et de la variation du volume des chambres, la pression constante dans les chambres n'est pas correctement maintenue par le régulateur de pression utilisé.

Les courbes de force mesurées sont bien synchronisées avec les variations de pression des chambres, ce qui implique que l'effet de la pression d'air sur la force mesurée est instantané.

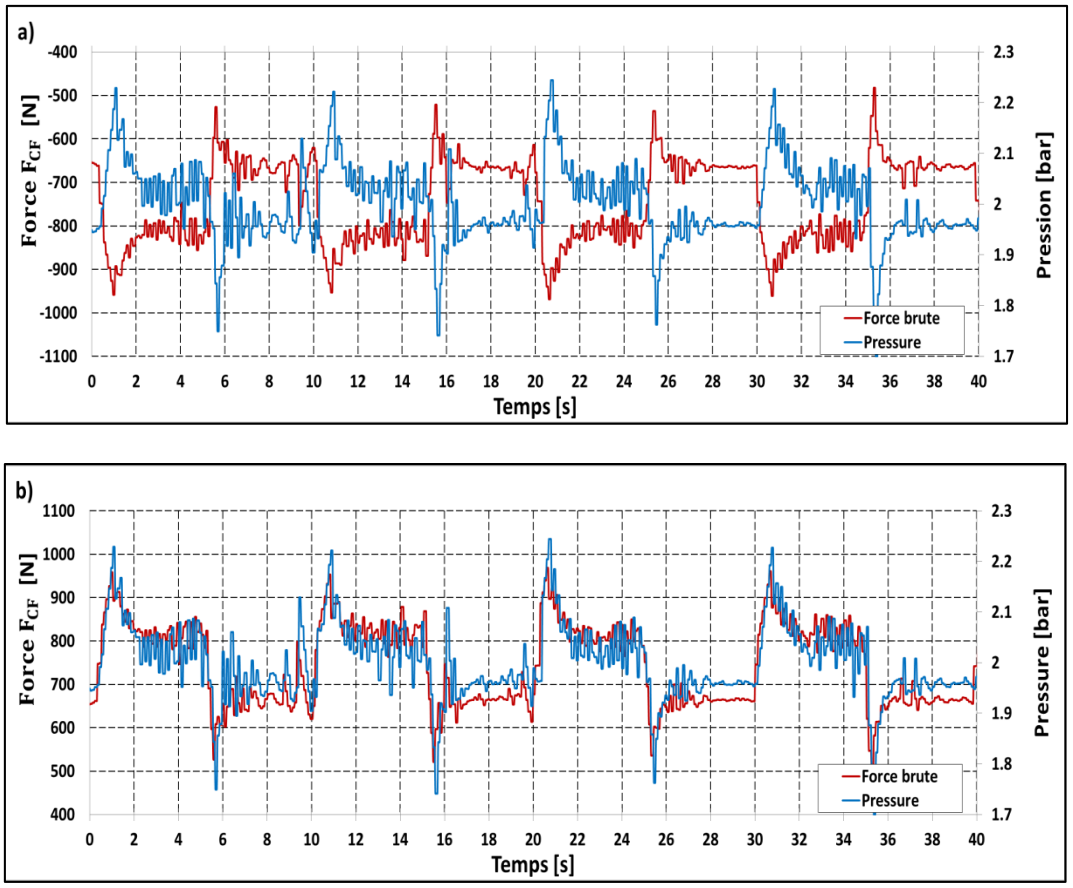


Figure 97 : a)Distribution de la force mesurée et de la pression, b) distribution de la force mesurée (valeurs absolues) et de la pression, P1=2 bars, V=±50mm/s

Une force de frottement moyenne est calculée selon l'équation 3 en soustrayant à chaque instant la fluctuation de la force due à la pression à l'intérieur des chambres (Figure 98). Les valeurs moyennes de force de frottement obtenues présentent une augmentation significative de tendance quasi linéaire en fonction de la pression d'air dans la chambre du vérin. Par exemple, pour l'entrée de tige, la force de frottement de 50 N à la pression atmosphérique est multipliée par onze à 10 bars de pression d'air.

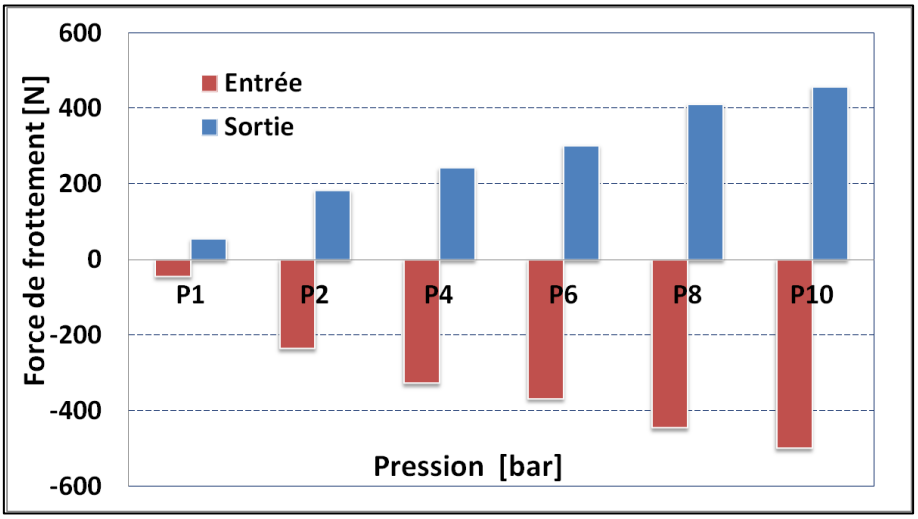


Figure 98 : Force de frottement moyenne en fonction de la pression, V=±50mm/s

La Figure 99 présente la variation de la force de frottement des joints de tige (test 2) du vérin complet pour différentes pressions d'air et pour une seule vitesse de tige ± 50 mm/s. On note l'absence des fluctuations de forces mesurées en raison du volume constant de la chambre d'air durant les essais impliquant une pression d'air constante. Ceci confirme la dépendance des fluctuations instantanées de la force mesurée avec celles de la pression d'air dans la chambre du vérin.

Comme pour le cas du vérin complet contenant les mêmes joints de tige, la force de frottement des joints de tige augmente avec l'augmentation de la pression d'air. L'augmentation du frottement des joints de tige est estimée à 75 % ce qui correspond à environ 24 N pour une augmentation de pression d'air de 1 à 10 bars. L'augmentation de la force de frottement des joints de tige en fonction de la pression d'air est nettement inférieure à celle du vérin complet. On note toujours, un décalage entre le frottement en entrée et en sortie de tige (10N).

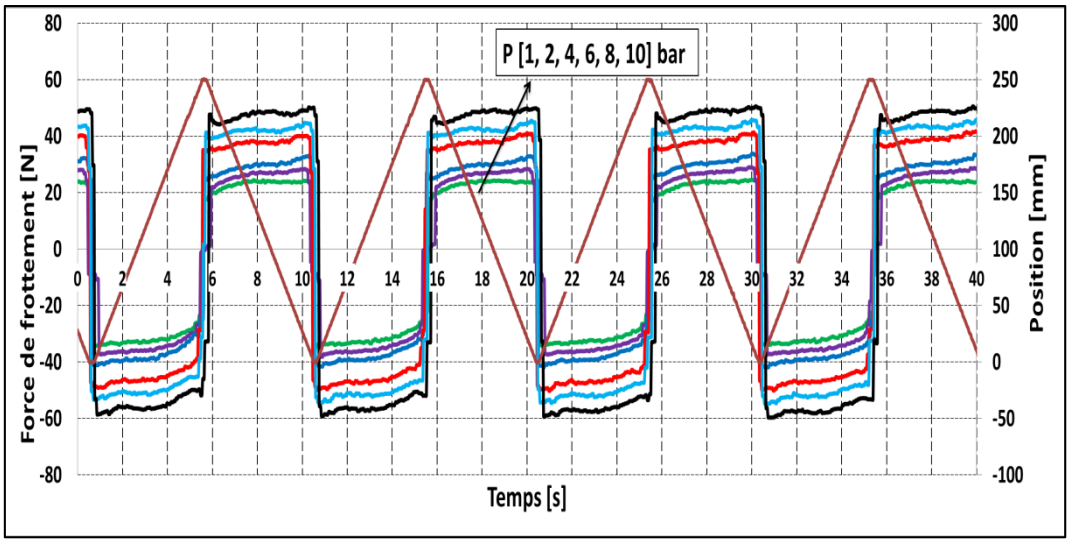


Figure 99 : Distribution de la force de frottement, P= [1-10] bars, V=±50 mm/s

Par exemple, dans les conditions de pression atmosphérique, la force de frottement des joints de tige est d'environ 35 N, ce qui correspond à trois quarts de la force de frottement totale. Ce rapport est de seulement un dixième pour une pression d'air de 10 bars avec une force de frottement de joints de tige de 55 N. Ces résultats montrent que le frottement dû aux joints de piston est plus important que celui des joints de tige dans les conditions de pression d'air.

II.6.2 Effets de la vitesse

Pour illustrer l'effet de la vitesse sur le frottement des joints pneumatiques, nous considérons les résultats du test 1 correspondant au vérin complet. La Figure 100 présente pour différentes pressions d'air, la variation de la force de frottement en fonction de la vitesse de la tige. Comme on peut le constater, quels que soient la pression d'air et le sens du mouvement, la force de frottement augmente quasi linéairement en fonction de la vitesse de tige. On note par ailleurs, un écart entre l'entrée et la sortie de tige des valeurs de frottement mesurées dans les mêmes conditions de vitesse et de pression. Ceci peut s'expliquer par le fait que la chambre d'air a un effet résistant au mouvement en entrée de tige et un effet moteur en sortie.

L'effet de la vitesse sur le frottement dépend des conditions de pression d'air dans la chambre. Par exemple, à la pression atmosphérique, la force de frottement est multipliée par deux lorsque la vitesse passe de 50 mm/s à 300 mm/s. Ce taux d'augmentation croît de manière significative avec l'augmentation de la pression dans la chambre. Il atteint 3,4 à une pression d'air de 10 bars.

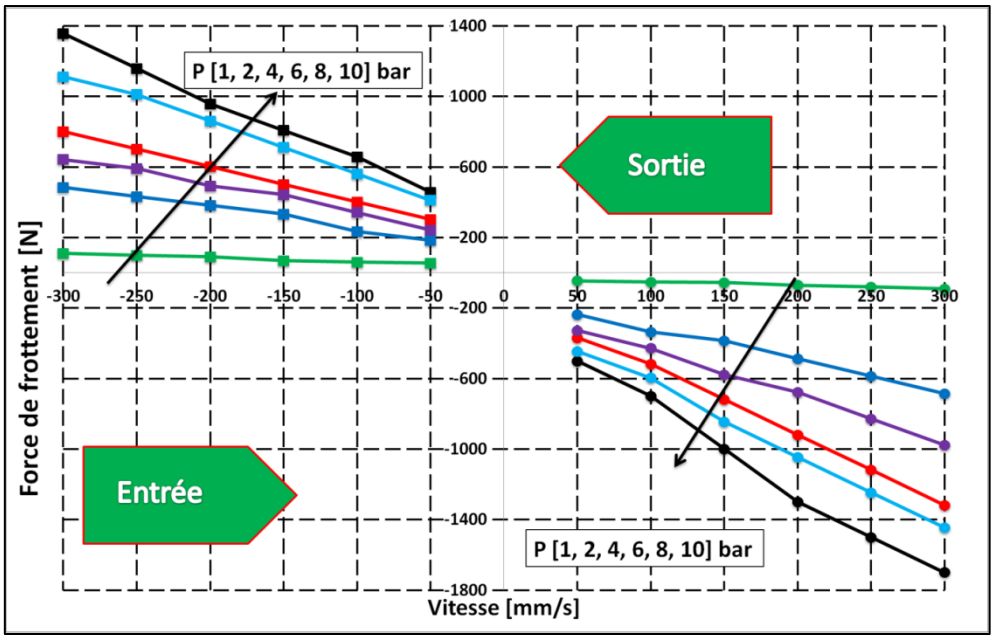


Figure 100 : Force de frottement en fonction de la pression et de la vitesse

La Figure 101 présente le diagramme PV (pression-vitesse) du vérin pneumatique industriel dans le cas d'entrée de tige (valeurs absolues de la force de frottement). Ces résultats montrent que l'effet de la pression sur la force de frottement est plus important que celui de la vitesse. Ils montrent aussi la forte dépendance entre les effets de la pression d'air et de la vitesse de tige sur le frottement du vérin pneumatique.

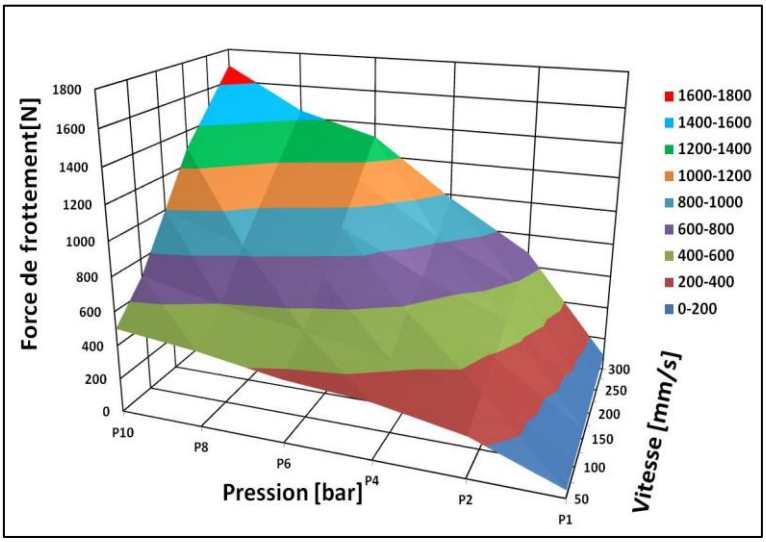


Figure 101 : Diagramme Pression et vitesse

II.6.3 Effets du diamètre

La Figure 102 présente les courbes de force de frottement du joint de piston U pour les diamètres de cylindre de 50, 63, 80 et 100 mm. Les courbes sont présentées pour les deux sens du mouvement en fonction de la vitesse et de la pression.

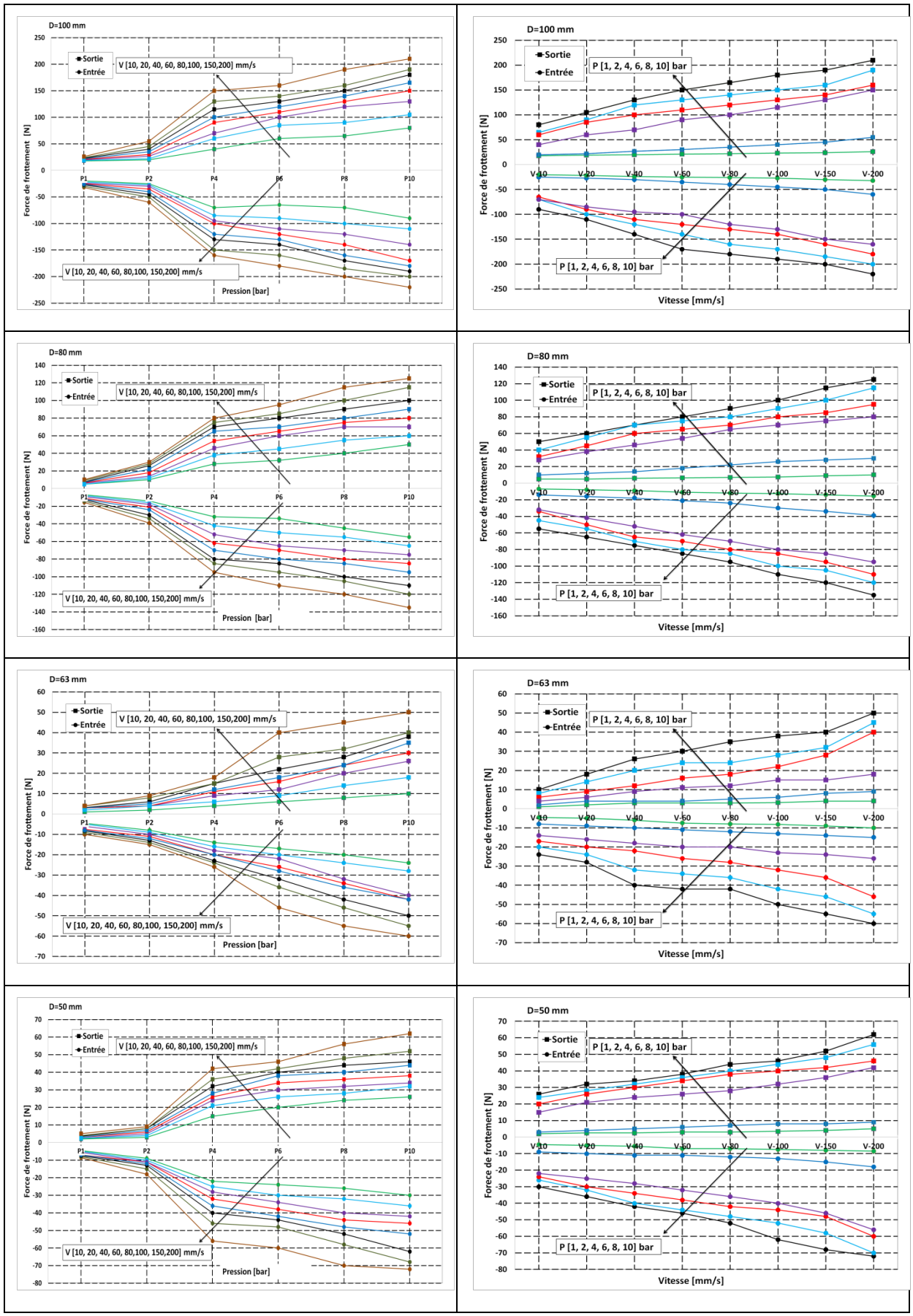


Figure 102 : Force de frottement en fonction de la pression et de la vitesse pour différents diamètres de cylindre

On constate une augmentation quasi-linéaire de la force de frottement en fonction de la vitesse quels que soient le diamètre du cylindre et le sens du mouvement.

De même que l'effet de la vitesse, le frottement augmente avec l'augmentation de la pression dans les deux sens du mouvement. De plus, l'effet de la pression sur la force de frottement présente une zone de transition qui se situe généralement pour les cas étudiés entre 2 et 4 bars.

La Figure 103 compare les forces de frottement obtenues pour différents diamètres du joint U dans les conditions de pression atmosphérique et de différentes vitesses de tige. La force de frottement en entrée de tige est plus élevée qu'en sortie. Ceci est peut-être dû à la forme géométrique asymétrique du joint U. Généralement, les différences de forces de frottement obtenues pour l'ensemble des diamètres de cylindre sont relativement faibles et présentent une légère augmentation avec la vitesse.

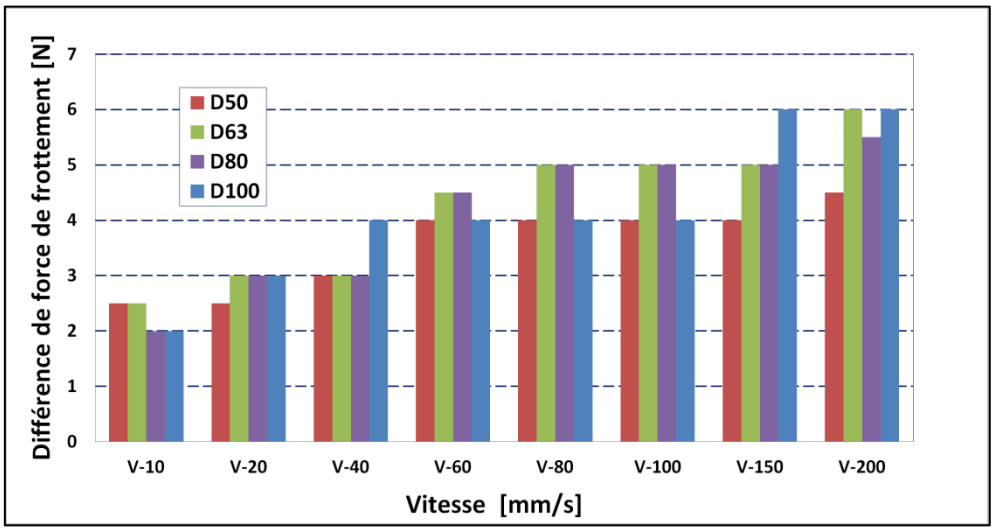


Figure 103 : Différence de force de frottement entre la sortie et l'entrée de tige

La Figure 104 présente les courbes de la force de frottement en fonction du diamètre du cylindre et de la vitesse de la tige pour l'entrée et la sortie de tige à pression atmosphérique. Les résultats montrent une augmentation de la force de frottement avec le diamètre du cylindre. Le taux de cette augmentation est relativement faible pour les plus petits diamètres (50 et 63mm) testés et il augmente significativement avec l'augmentation des diamètres du cylindre (80 et 100 mm). Ceci peut s'expliquer principalement par l'augmentation de la surface et de la pression de contact du joint avec celle du diamètre du cylindre.

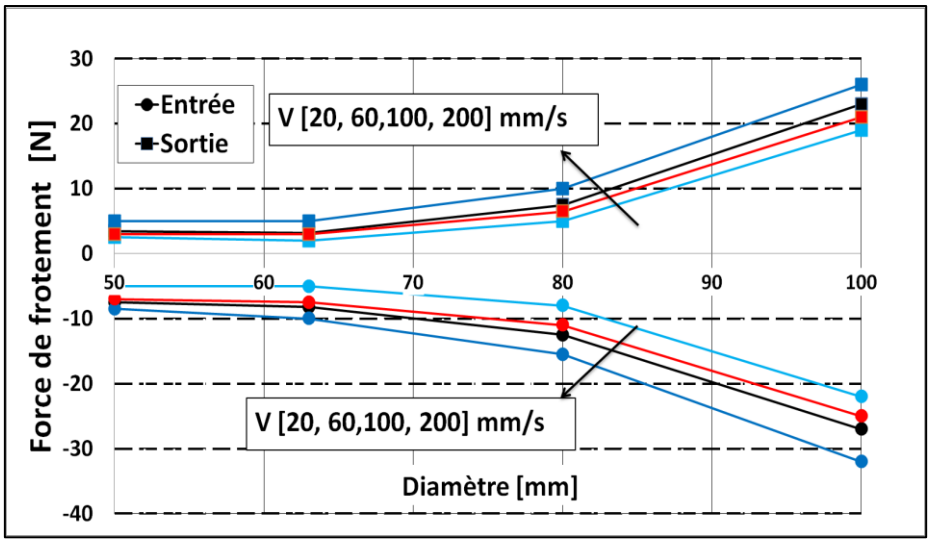


Figure 104 : Évolution de la force de frottement en fonction du diamètre du cylindre (pression atmosphérique)

II.6.4 Effets du design

L'effet de la forme géométrique des joints pneumatiques sur leur force de frottement est investiguée en comparant trois joints de piston de sections différentes, O100, X100 et U100. Les trois types de joint sont testés pour un diamètre de cylindre de 100 mm (les tests 3, 7 et 8 dans le **Tableau 13**).

Les Figure 105 et 106 montrent l'évolution de la force de frottement des joints Quadrilobes (X100) et Torique (O100). Pour le joint U100, les résultats sont déjà présentés dans la Figure 102. Comme nous pouvons le constater, la force de frottement augmente linéairement avec la pression et la vitesse pour les différentes sections de joint. Pour les joints O100 et X100 l'entrée et la sortie de tige présentent un comportement de frottement quasi-similaire.

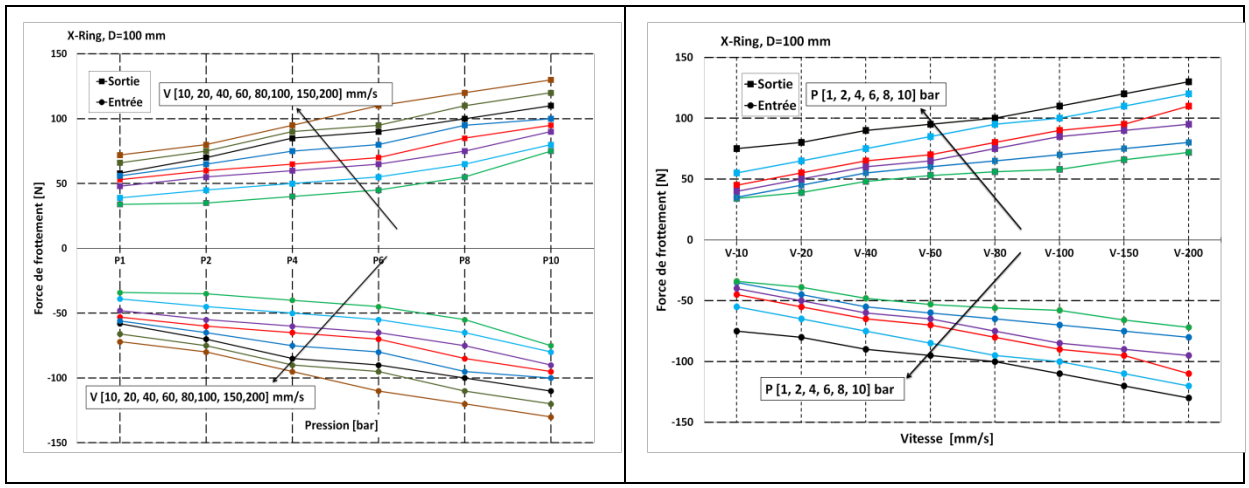


Figure 105 : Force de frottement en fonction de la pression pour le joint piston Quadrilobes (X100)

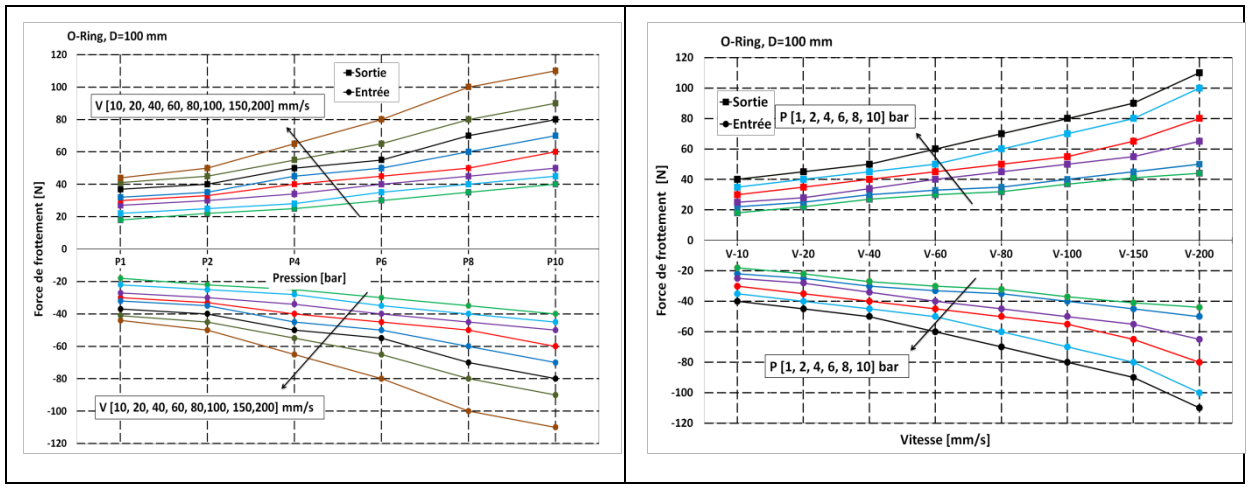


Figure 106 : Force de frottement en fonction de la pression et de la vitesse pour le joint piston (O100)

L'effet de la pression d'air sur le frottement du joint U est nettement supérieur à celui sur les joints O100 et X100 avec un rapport qui peut atteindre 2. Ceci est attendu, vu la forme géométrique du joint U et l'effet de la pression d'air qui plaque les deux lèvres sur les surfaces de contact.

La charge radiale au montage est plus importante pour le joint O100 que pour le joint U100 (voir le **Tableau 14**). Par conséquent, la force de frottement du joint torique est plus élevée que celle du joint U. Puis, avec l'effet de la pression d'air, la force du joint U devient supérieure à celle du joint torique. Cela est dû à l'augmentation avec la pression pneumatique de la zone de contact joint/cylindre beaucoup plus importante dans le cas du joint U.

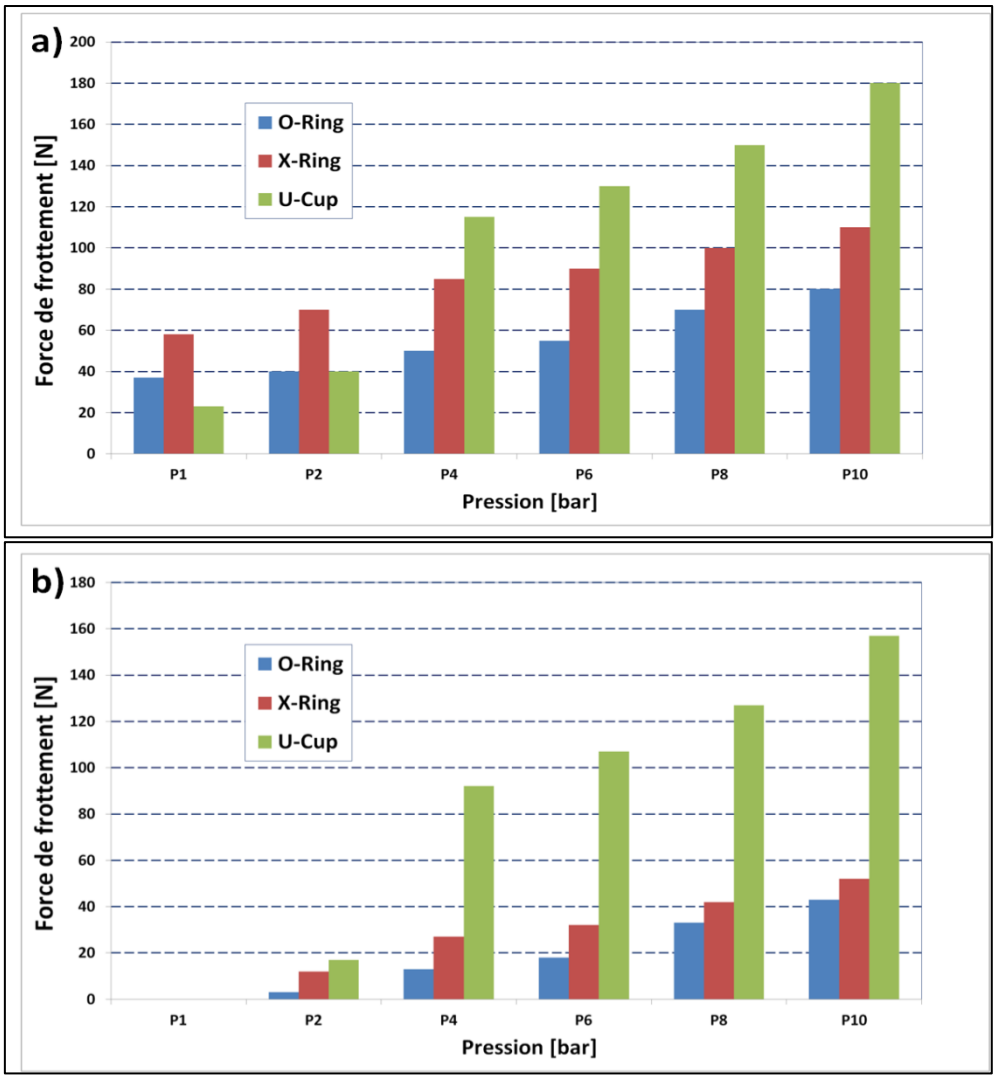


Figure 107 : Comparaison de la force de frottement pour joints piston ∅100mm (X100, U et O100) en fonction de la pression, a) avec serrage, b) sans serrage.

L'effet du design du joint sur la force de frottement est étudié aussi pour le joint de tige (voir les tests 9 et 10 dans le Tableau 13).

Les Figure 108 et 109 montrent respectivement les courbes de force de frottement pour le joint en U (U25) et le joint torique (O25).

Comme nous pouvons le constater, la force de frottement augmente quasi linéairement avec la vitesse pour les deux joints. La force de frottement des joints de tige augmente avec l'augmentation de la pression. Enfin, la différence de force de frottement entre l'entrée (l'instroke) et la sortie (outstroke) est négligeable pour le joint torique mais pas pour U25.

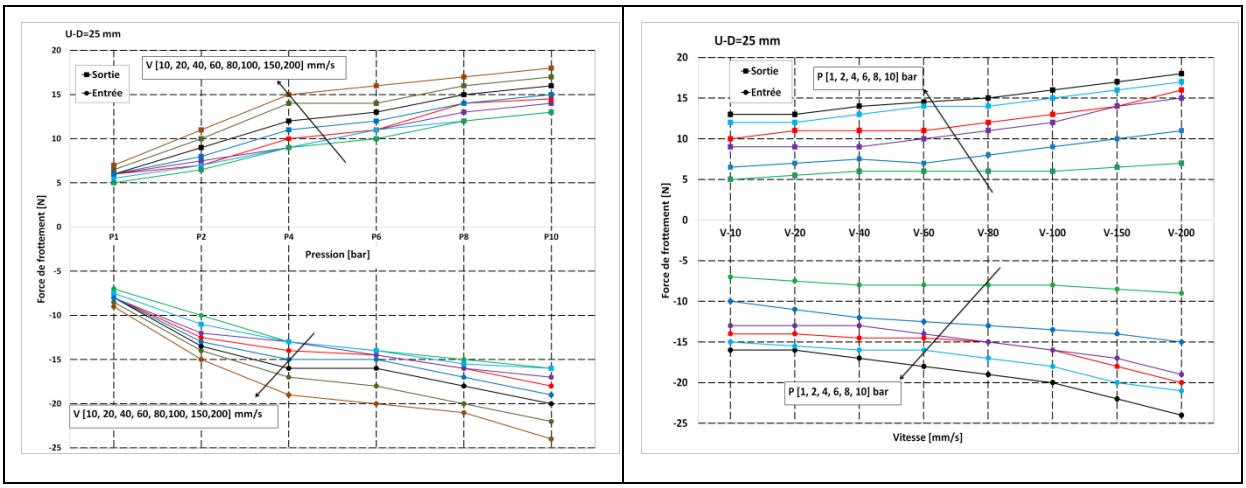


Figure 108 : Force de frottement pour joint U de tige en fonction de la pression et de la vitesse

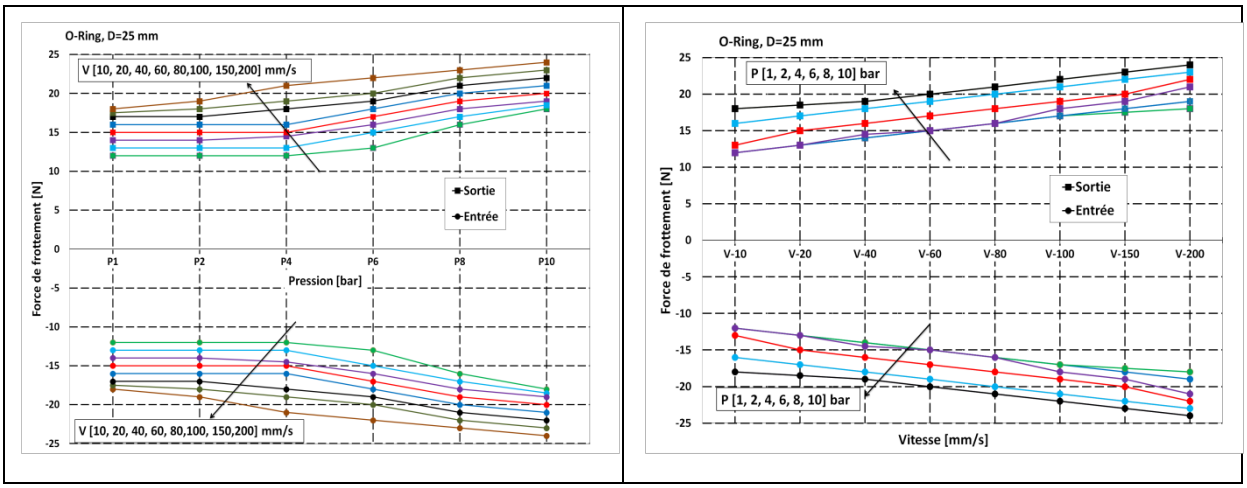


Figure 109 : Force de frottement pour joint torique (O25) de tige en fonction de la pression et de la vitesse

La Figure 110 présente la comparaison entre deux profils de joints de tige de diamètre 25 mm à vitesse constante ±100 mm/s et à différentes pressions d'air. Comme nous pouvons le constater, la force de frottement du joint torique est supérieure à celle du joint U. Cela peut s'expliquer par la différence de la section des joints avec plus de souplesse de la lèvre du joint U et aussi par la différence de l'interférence de montage entre les deux joints. Le taux d'augmentation de la force de frottement du joint U est supérieur à celui du joint torique : lorsque la pression passe de 1 bar à 10 bars, la force de frottement augmente de 41% pour le U-25 et seulement de 29% pour le joint torique.

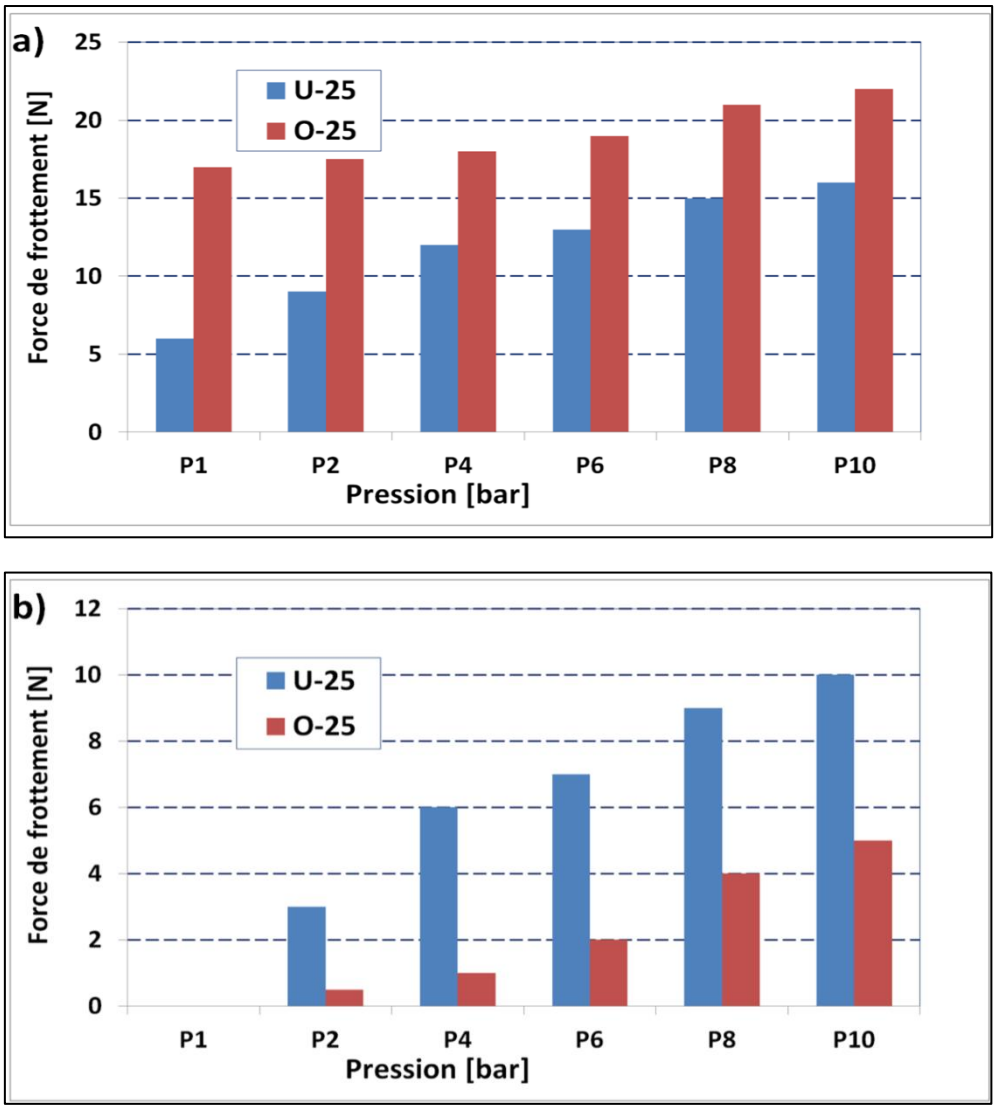


Figure 110 : Comparaison de la force de frottement pour joint tige ∅25mm (U et O) en fonction de la pression, a) avec serrage, b) sans serrage.

La Figure 111 présente l'évolution du coefficient de frottement en fonction du paramètre de service G=Uμπd/Fr. Les résultats sont présentés pour une pression d'air atmosphérique et pour des vitesses variant de 20 mm/s à 200 mm/s. La force de serrage présentée dans le Tableau 14 est mesurée expérimentalement pour les joints de piston (U100, X100 et O100) alors que pour les joints de tige (U25 et O25) elle est évaluée par le calcul.

Joints	U100	O100	X100	U25	O25
Charge Totale (N)	118	489	305	55	400
Charge linéique (N/mm)	375.60	1556.53	970.84	700.28	5092.95

Tableau 14 : Charge de serrage

Aussi bien pour les joints de piston (100 mm de diamètre) que pour les joints de tige (25 mm de diamètre), le coefficient de frottement le plus élevé est observé pour les joints U. Cela peut

sembler contredire les résultats de la **Figure 107** a) et de la **Figure 110** a) qui montrent que les joints U génèrent une force de frottement plus faible que les joints toriques. Cependant, il faut tenir compte du fait que le serrage initial est beaucoup plus fort pour les joints toriques que pour les joints en U. On peut également noter que, pour un même type de joint (O ou U), les coefficients de frottement sont plus faibles si le diamètre est réduit.

Les comparaisons des variations des coefficients de frottement pour les joints de 100 mm de diamètre montrent que le taux d'augmentation le plus élevé est observé pour le X100. En effet, si à de faibles valeurs de G son coefficient de frottement est le plus bas des trois joints de piston, il augmente rapidement et devient, pour les valeurs les plus élevées de G, supérieur à celui du joint U.

Globalement, on remarque que les coefficients de frottement augmentent avec l'augmentation de G. Ceci suggère une zone de transition entre le régime mixte et le régime hydrodynamique ou, simplement, un régime purement hydrodynamique.

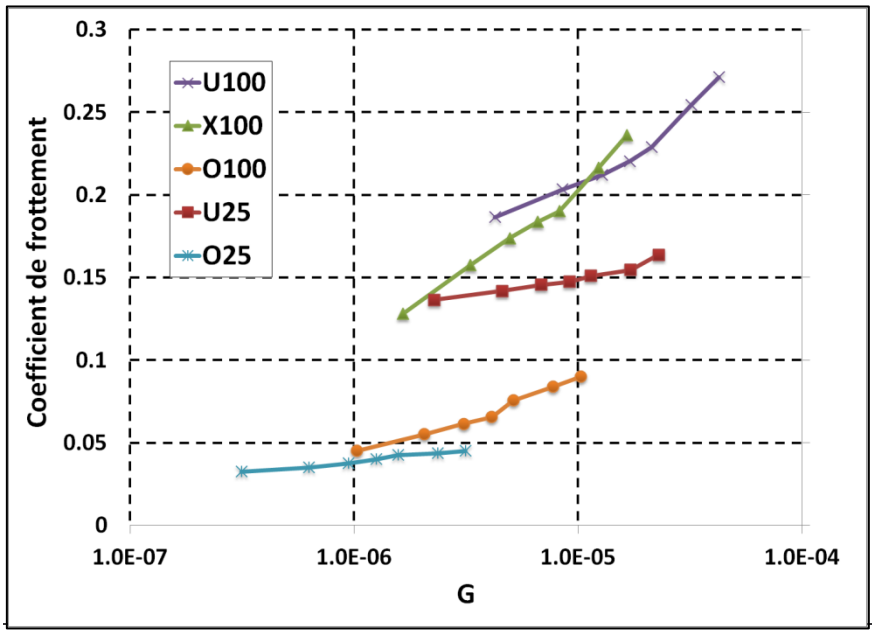


Figure 111 : Coefficient de frottement en fonction de G.

II.6.5 Caractéristiques du frottement dynamique

La Figure 112 présente la variation du frottement en fonction du déplacement du piston (bûche de frottement) pour le joint U100. Les résultats sont représentés pour 20 cycles. La bûche de frottement est présentée pour les conditions de pression atmosphérique et une vitesse de tige de 10 mm/s. Nous notons qu'il n'y a pas de différence notable de la force de frottement entre les différents cycles présentés. Ceci est valable même pour les zones de transition de début et de fin de course et dans les deux sens de mouvement (entrée et sortie de tige). Durant les périodes de vitesse constante (segment 1), la force de frottement présente une légère diminution en entrée de

tige et une légère augmentation en sortie de tige. Ceci peut s'expliquer par un léger mésalignement du piston fixé sur une tige relativement longue. Les pics de frottement enregistrés dans les zones de transition de début de course (segment 3) correspondent au changement de signe de la vitesse. Les phases d'accélération en début de course (segment 4) et de décélération en fin de course (segment 2) présentent également des zones de fonctionnement transitoire.

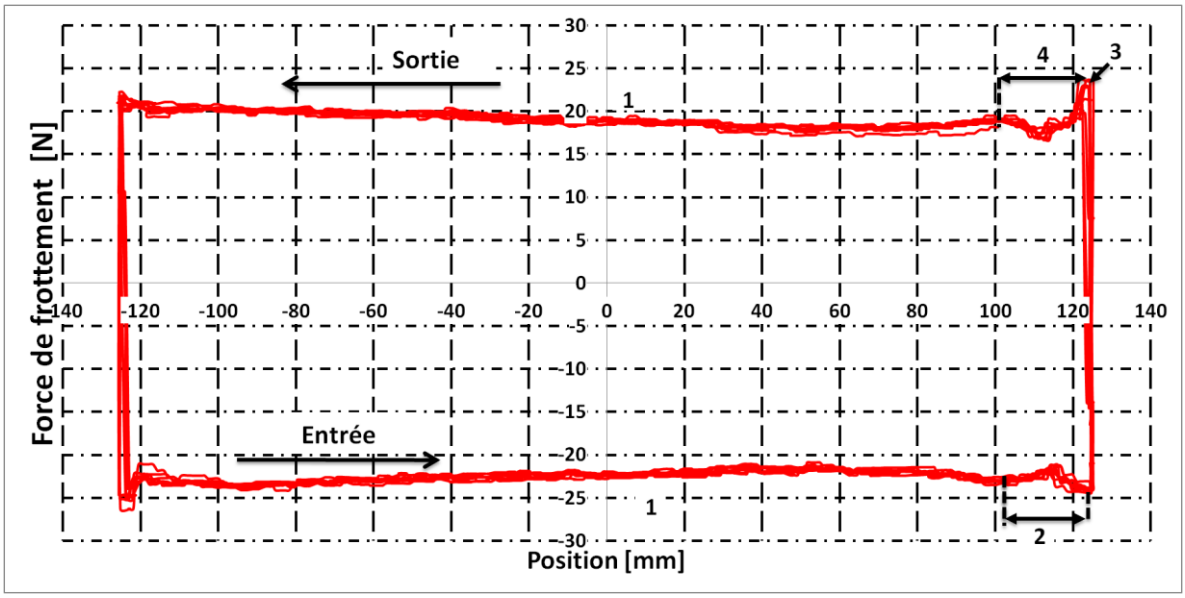


Figure 112 : Variation de la force de frottement au cours des cycles pour U100

La Figure 113 présente la bûche de frottement du joint U100 à la pression atmosphérique pour trois différentes vitesses de tige, 20, 60 et 100mm/s.

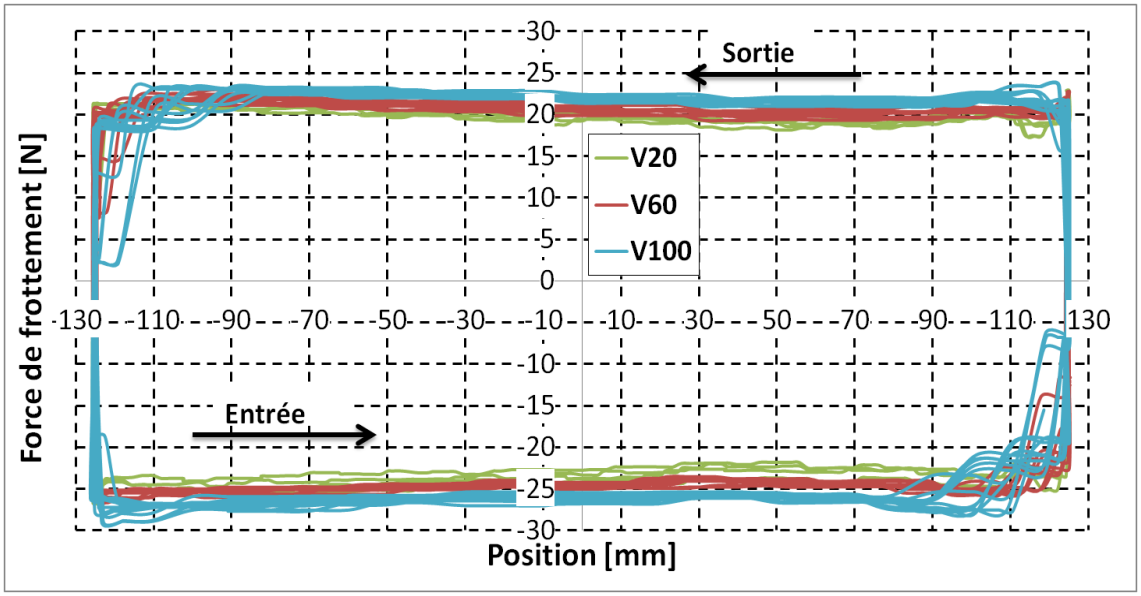


Figure 113 : Bûche de frottement pour U100

On note que l'augmentation de la vitesse a tendance à augmenter les fluctuations et les zones de transition de la force de frottement en début et en fin de course.

II.7 Paramètres impactant les mesures

II.7.1 Mesures et fluctuations de la pression d'alimentation

L'une des sources importantes d'imprécision dans les résultats expérimentaux est la variation de la pression d'air dans la chambre du cylindre provoquée par la variation du volume de la chambre pendant le mouvement du piston et par la compressibilité de l'air.

Ces imprécisions se manifestent sous forme de fluctuations au niveau des courbes de pression mesurées dans la chambre pressurisée. On distingue deux configurations possibles :

- Vitesses inférieures à 60 mm/s (Figure 114) :

Dans ce cas, la pression montre des variations différentes entre l'entrée et la sortie de tige. En entrée de tige (compression de la chambre d'air), le régulateur s'ouvre pour évacuer l'air surcomprimé et maintenir la pression constante. Toutefois, cette régulation n'est pas parfaitement assurée avec la présence des fluctuations de pression qui sont de l'ordre de 4,5% par rapport à la pression moyenne. En sortie de tige (admission), la pression dans la chambre est maintenue constante le long de la course. Cette différence de régulation entre l'entrée et la sortie de tige est due à la sensibilité du régulateur utilisé qui réagit différemment entre l'admission et l'échappement.

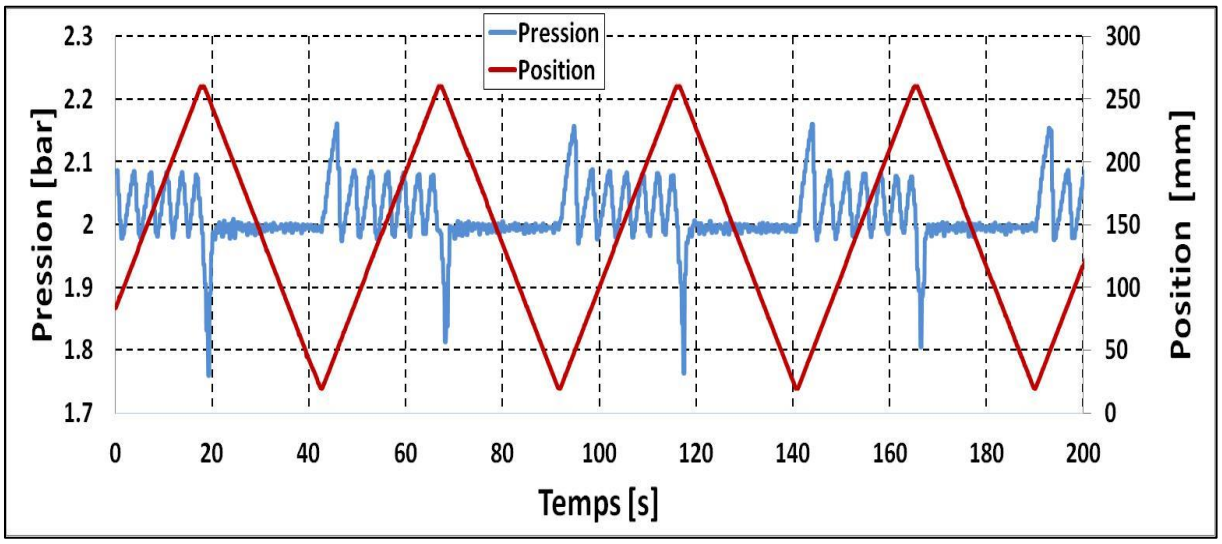


Figure 114 : Variation de la pression à vitesse 10 mm/s et pression 2 bars

- Vitesses supérieures à 60 mm/s (Figure 115) :
- Pour ces conditions de vitesse, les fluctuations de la pression sont plus importantes que celles observées à des vitesses plus faibles.
- Pour ces conditions de vitesse, la fluctuation de la pression dans la chambre est comparable entre l'entrée et la sortie de tige.

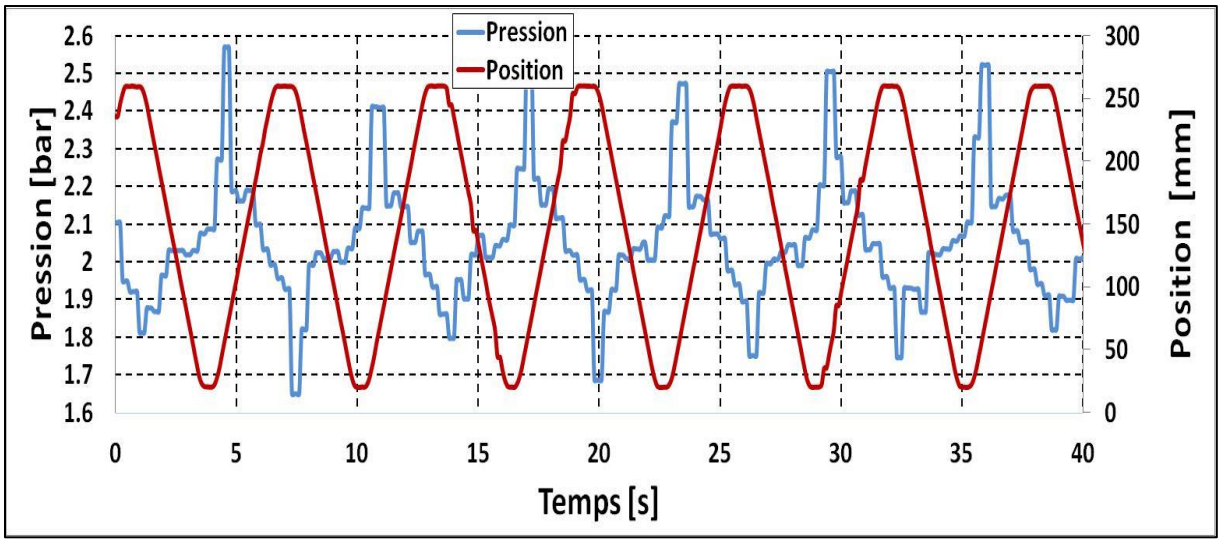


Figure 115 : Variation de la pression à vitesse 100 mm/s et pression 2 bars

Les fluctuations de la pression augmentent, en pourcentage, avec l'augmentation de la pression pneumatique.

Les mesures de pression effectuées dépendent de l'incertitude du capteur de pression utilisé. Le capteur de pression a une classe d'erreur de 0,1 % (0,015 bars) sur la plage de mesure de 15 bars. 0,015 bars conduits à une imprécision d'environ 11,78 N dans l'évaluation de la force appliquée au piston dans le cas d'un cylindre de 100 mm de diamètre.

II.7.2 Pertinence du capteur de force

La source d'incertitude la plus directe dans le frottement mesuré est la répétabilité du capteur de force. La précision du capteur utilisé est de 0,02 % de la plage de mesure (20kN). Cela implique une incertitude de 4 N sur l'ensemble des valeurs de force mesurées. Ces incertitudes relativement élevées dans le cas de forces de frottement faible (<100N) sont la conséquence de l'utilisation d'un capteur de force surdimensionné. Le choix d'un capteur de force de 20 kN a été fait par rapport à la force maximale qui peut être appliquée au piston, correspondant à une pression d'air de 10 bars exercée sur un piston de 100 mm de diamètre.

II.8 Visualisation de l'écoulement de la graisse

Cette partie présente les résultats des visualisations réalisées à l'intérieur du vérin pneumatique pendant son fonctionnement. Les visualisations sont réalisées sur un montage du vérin avec un cylindre transparent en PMMA ou en verre (Figure 116). Ce montage est constitué essentiellement d'un piston à double effet sur lequel sont montés deux joints de piston de diamètre 100 mm. Le piston est positionné à l'intérieur du cylindre transparent.

Afin de limiter l'effet des conditions de fonctionnement sur la qualité de visualisation, des conditions de pression atmosphérique et de vitesse relativement faibles sont considérées.

Les visualisations effectuées ciblent particulièrement le comportement de la graisse sur le piston et au niveau de la zone d'étanchéité des joints de piston ainsi que sur la paroi du cylindre transparent.

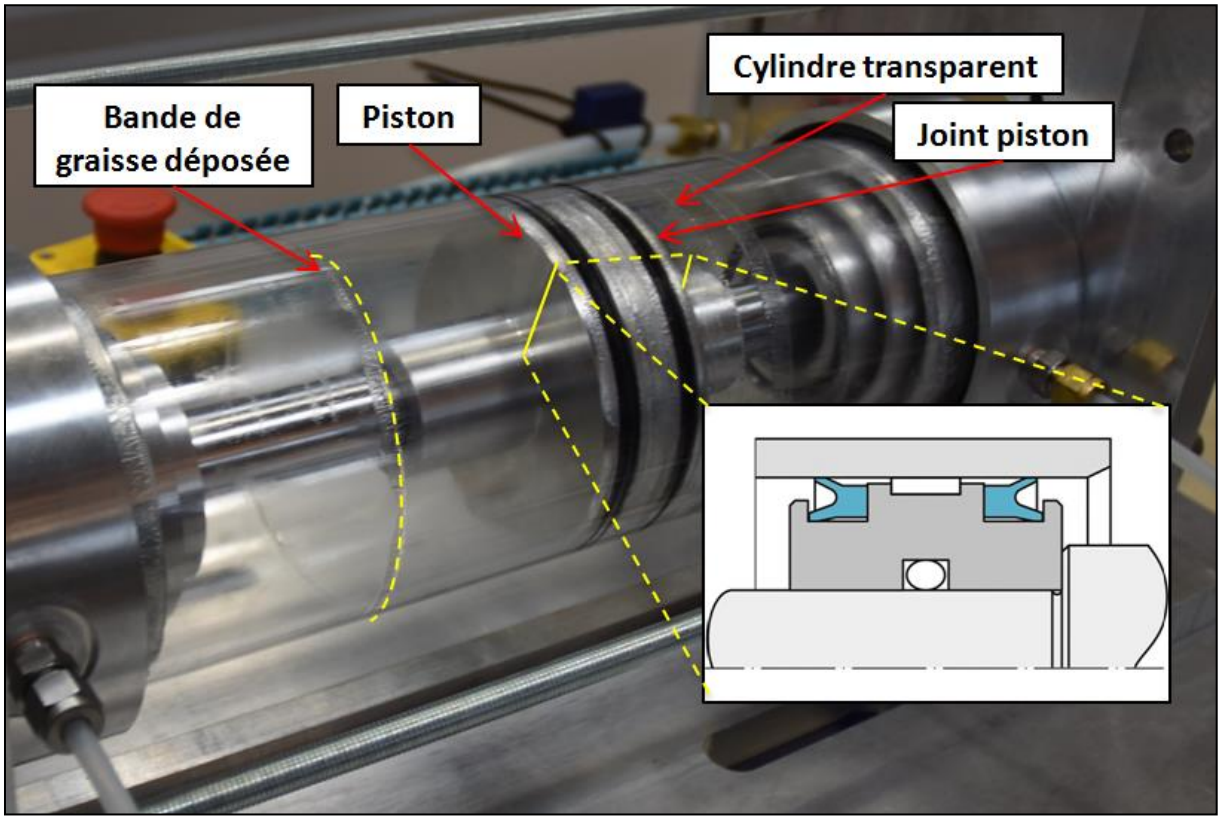


Figure 116 : Dispositif expérimental pour la visualisation du comportement de la graisse

La Figure 117, présente la zone de contact entre les joints de piston (U100) et le cylindre transparent.

Les visualisations des Figure 116 et 117 montrent :

- La présence d'une couronne (bande) de graisse déposée aux fins de course.
- L'existence d'un dépôt de graisse sur les deux extrémités du piston.
- La position et les limites des zones de contact des lèvres du joint (zone d'étanchéité).
- La répartition de la graisse sur les autres surfaces des joints (hors zones de contact).
- La répartition de la graisse autour de la bague de guidage.

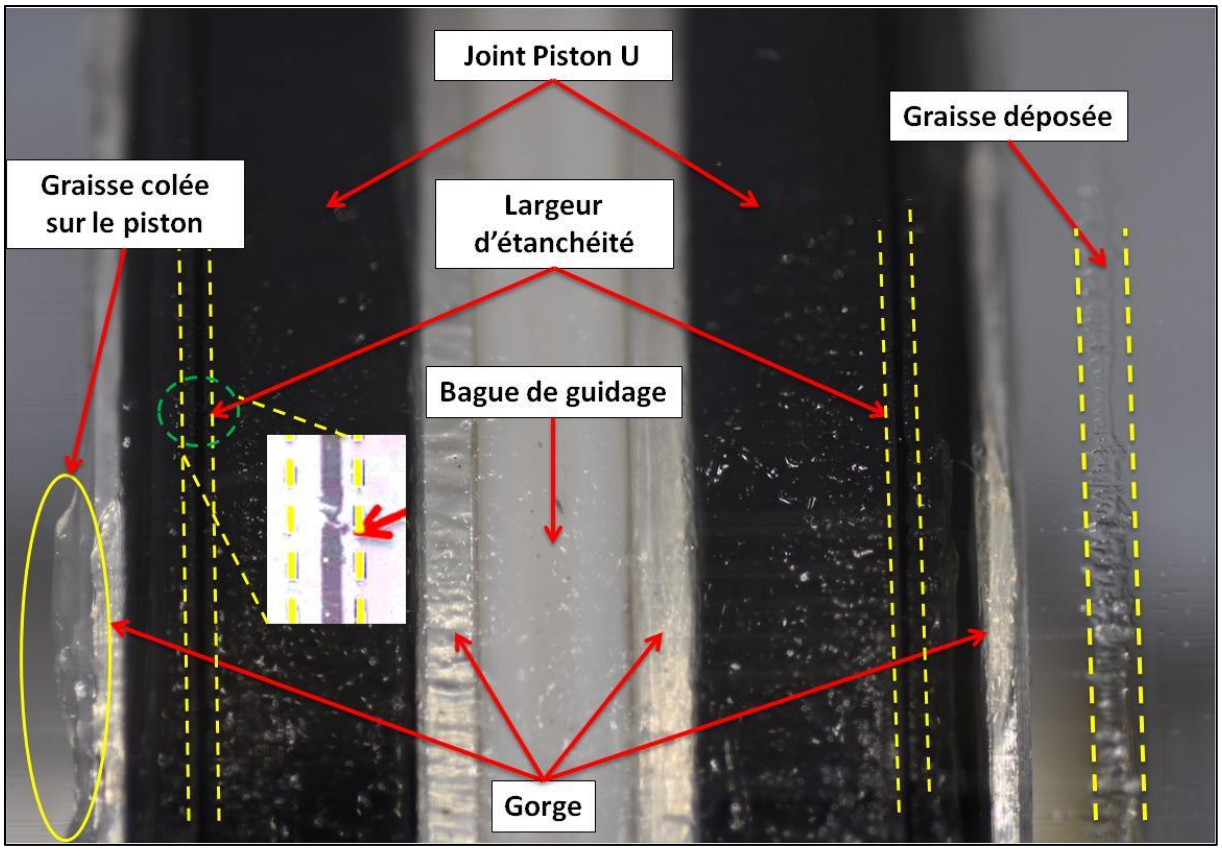


Figure 117 : Vue sur le piston et cylindre transparent

Ces visualisations montrent aussi une répartition symétrique de la graisse sur le piston et sur les joints d'étanchéité. Ceci est vraisemblablement dû à la symétrie de la forme géométrique du piston et aussi à celle de l'effet de la pression d'air (pression atmosphérique). De ce fait, dans la suite de la présentation des résultats de visualisation, seulement la moitié du cylindre sera considérée.

La Figure 118 présente une vue sur la zone d'étanchéité du joint. On note que la zone d'étanchéité est une bande entourée par deux couronnes (bandes) de graisse lubrifiante. La bande de graisse déposée sur la surface du cylindre correspond à la fin de course du joint présenté en entrée de piston. Cette bande de graisse va être emportée (essuyée) par la lèvre du joint opposé en sortie de piston jusqu'à la fin de sa course. Elle est donc partagée par les deux joints en fonction du sens du mouvement.

Cette bande de graisse déposée sur le cylindre se sépare régulièrement de la couronne de graisse qui entoure la zone d'étanchéité côté intérieur à chaque début de course pour rejoindre la couronne de graisse du joint opposé. Ce mécanisme, conditionne l'alimentation en graisse de la couronne de graisse entourant la zone de contact.

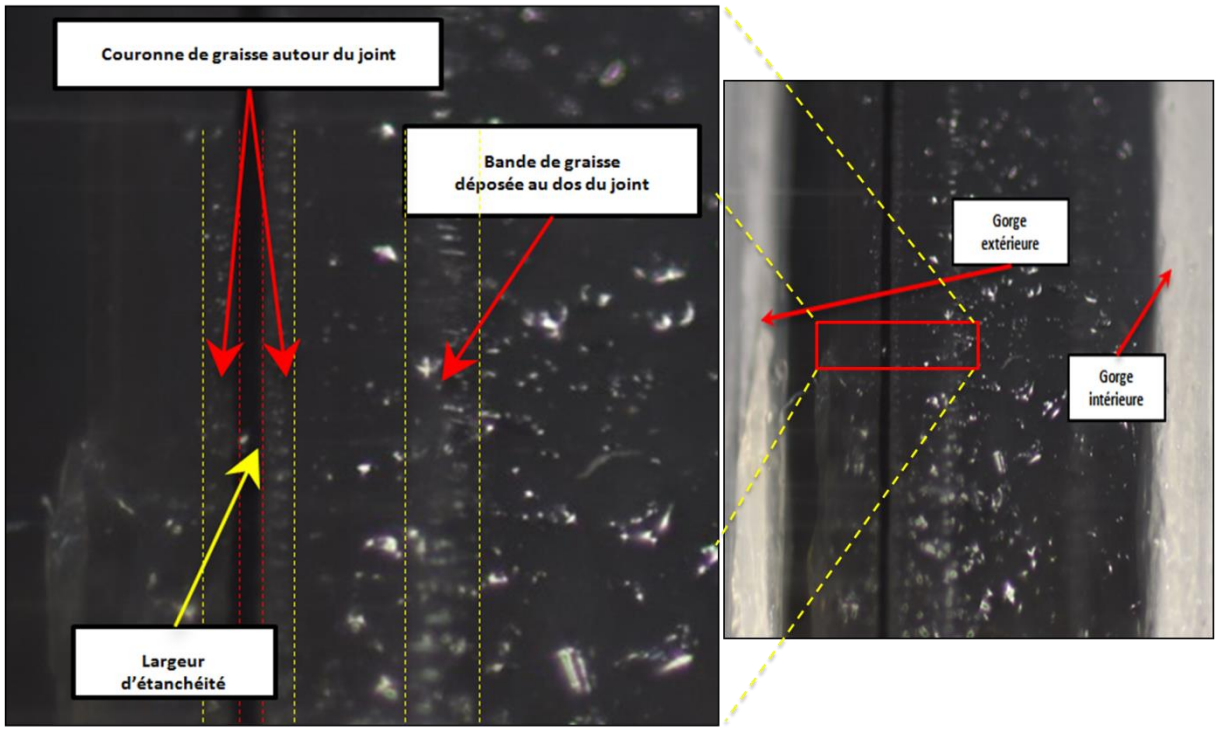


Figure 118 : Distribution de la graisse au niveau de la surface du joint

La Figure 119 montre la distribution de la graisse déposée sur la paroi interne du cylindre transparent ainsi que celle de la graisse collée sur la paroi du piston lors du mouvement. On constate qu'au cours du mouvement du piston, la graisse collée sur le piston n'est pas en contact avec la paroi du cylindre et ne change pas de forme (distribution) excepté en fin de course. En conséquence, elle ne contribue pas au frottement du vérin. Aux fins de course, la graisse collée sur le piston se mélange avec celle déposée sur le cylindre en fin de course côté extérieur.

La quantité et la forme de graisse collée sur le piston ou déposée sur le cylindre dépend de plusieurs paramètres tels que les conditions de graissage initial, les propriétés de surface des pièces, la rhéologie de la graisse, etc.

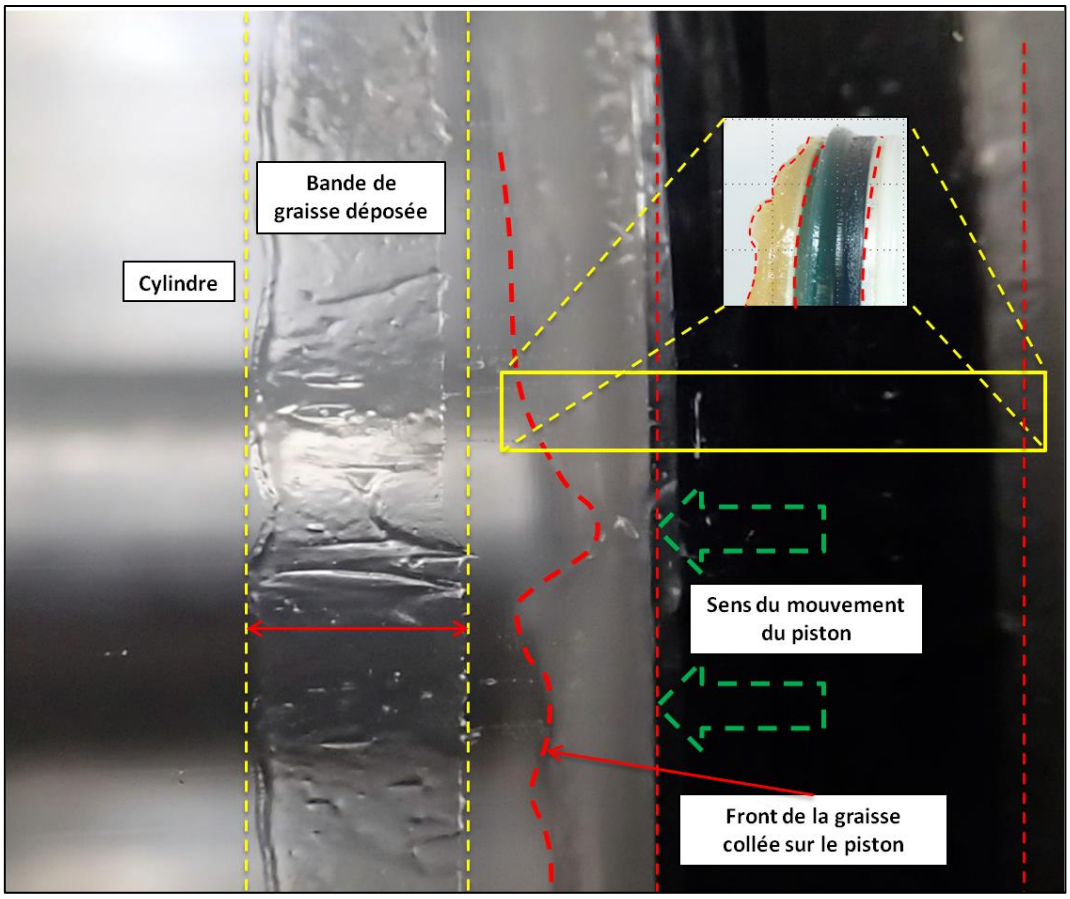
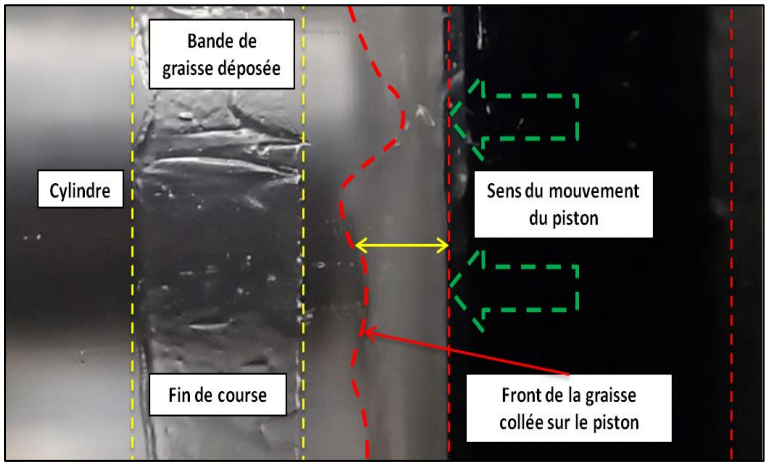
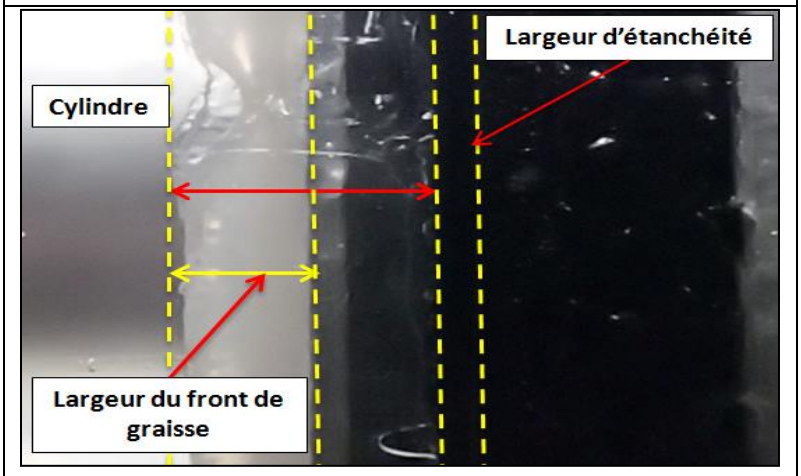
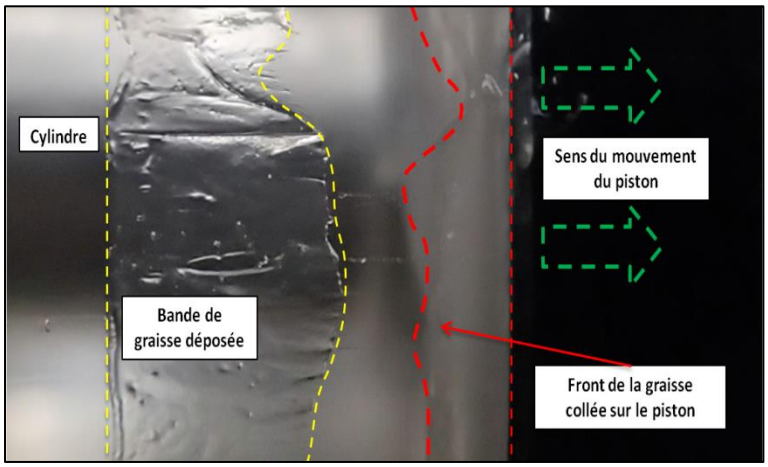


Figure 119 : Distribution de la graisse au niveau du contact et de la paroi interne du cylindre au cours du mouvement

Le Tableau 15 illustre la répartition de graisse pour les trois phases de mouvement du piston, sortie de piston, fin de course et entrée de piston.

Phases de mouvement	Descriptions
Sortie de piston 	On distingue les deux bandes de graisse. La première est celle déposée sur le bord du piston qui n'est pas en contact avec le cylindre. La seconde bande est celle de fin de course qui adhère à la paroi du cylindre transparent.

<table>
<tr><td>Fin de course

</td><td>Dans cette phase, les deux bandes de graisse se mélangent en remplissant la zone d'entrée de contact. Nous avons remarqué que la largeur de la bande de graisse à côté de la zone d'étanchéité rentre en contact avec la graisse déposée sur le cylindre, ce qui fait que sa largeur augmente considérablement.

Ce mécanisme contribue à la réalimentation en graisse de la couronne entourant la zone de contact (zone d'étanchéité).</td></tr>
<tr><td>Entrée de piston

</td><td>Dans cette phase, le mélange de graisse formé en fin de course se sépare à nouveau en régénérant les deux bandes de graisse (bande déposée sur le bord du piston et bande fixée sur le cylindre).

Les formes des bandes de graisse lors de l'entrée et la sortie de piston sont comparables.</td></tr>
</table>

Tableau 15 : Distribution de la graisse au niveau du vérin pendant un cycle

Pour conclure :

- La zone d'étanchéité des lèvres des joints est entourée par deux couronnes de graisse lubrifiante.
- La couronne de graisse côté interne rentre en contact avec une bande de graisse de fin de course collée sur la paroi du cylindre. Ceci permet d'assurer une réalimentation de la couronne de graisse sur le côté interne de la zone de contact.
- La bande de graisse de fin de course côté interne est partagée entre les deux joints de piston (joints à simple effet).

- La réalimentation de la couronne de graisse côté externe est assurée par un mélange en fin de course entre une bande de graisse déposée sur le piston et une bande de graisse collée sur la paroi du cylindre.
- La bande de graisse, côté extérieur, déposée sur le piston n'est pas en contact avec le cylindre. Donc, elle ne contribue pas au frottement du vérin.
- De même, les bandes de graisse déposées sur le cylindre en fin de course (côté extérieur et intérieur) ne contribuent pas au frottement du vérin car elles ne sont en contact qu'avec la paroi du cylindre.

Ces différents comportements observés sont conditionnés par différents paramètres de fonctionnement tels que la rhéologie de graisse, les conditions de graissage initial, les propriétés de surface, la conception des pièces de vérin, etc. Il serait intéressant aussi d'étudier l'impact des conditions de pression d'air, de vitesse, de cyclage, de température, de vieillissement de la graisse.

Observations sur le comportement de la graisse

La **Figure 120** présente une photo de tige de vérin industriel prise sur la zone de fin de course du joint racleur. On note la présence d'une bande de graisse et on distingue deux zones, la première est une frontière de couleur noire en raison de la présence des particules de poussière dans la graisse. La seconde est moins foncée et moins épaisse et elle correspond à une partie de graisse située en dessous de la lèvre de raclage en fin de course et qui n'a pas pu être essuyée par la lèvre lors de l'entrée de tige.

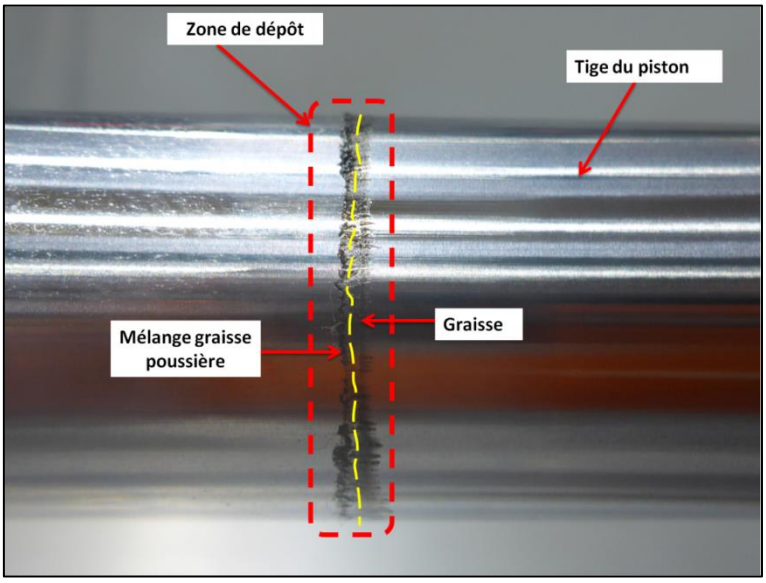


Figure 120 : Dépôt de graisse sur la tige

La **Figure 121** montre le dépôt de graisse au niveau de la lèvre de raclage côté extérieur du vérin. Cette graisse est chargée de particules de poussière d'où l'intérêt d'utiliser une lèvre de raclage pour la protection du vérin contre la pénétration de cette poussière ou autres types de contaminants extérieurs. En effet, la pénétration de saletés dans le vérin peut impacter la lubrification des joints d'étanchéité et provoquer l'usure des surfaces de frottement.

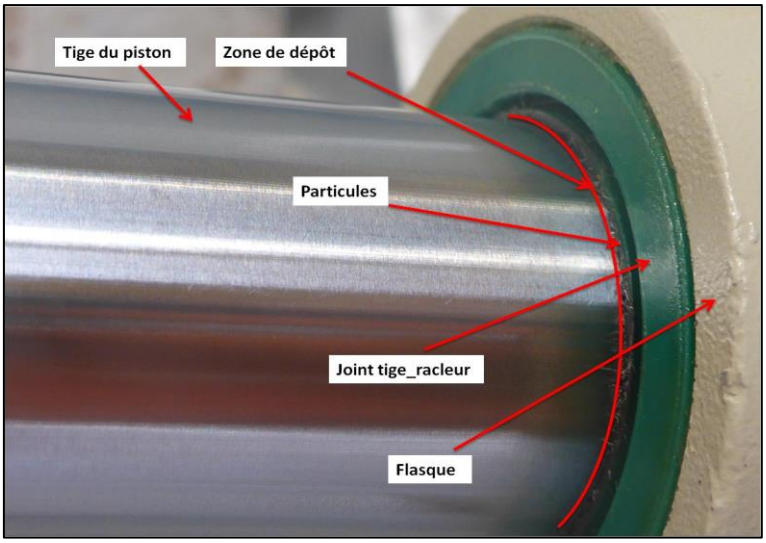


Figure 121 : Effet du raclage

La **Figure 122** présente l'état des joints de piston avec la répartition de la graisse autour des joints. On constate qu'il n'y a pas de changement considérable dans la réparation de la graisse par rapport à la phase de montage des joints.

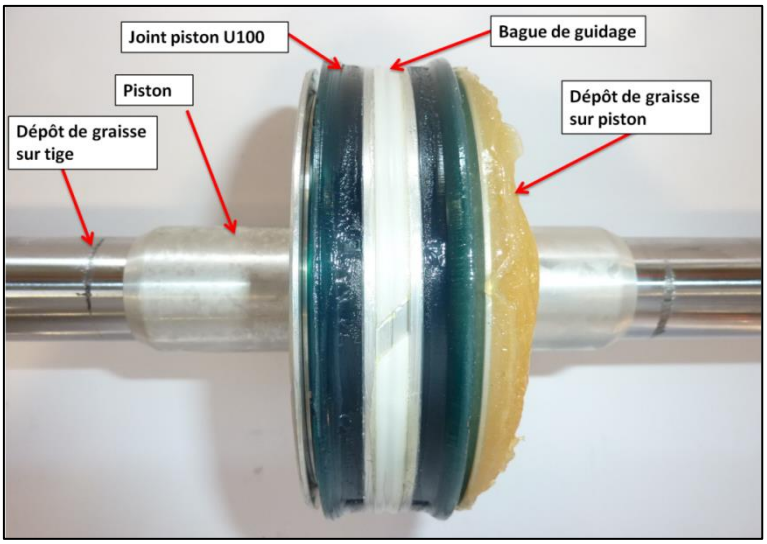


Figure 122: L'état du piston après les essais

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté l'étude expérimentale menée dans le cadre de cette thèse sur le comportement des joints d'étanchéité dynamique des vérins pneumatiques lubrifiés à la graisse.

Le but de cette étude est de mieux comprendre le comportement tribologique et en étanchéité de ce type de joints ainsi que l'influence des paramètres de fonctionnement tels que les conditions de pression et de vitesse, le design du joint, etc.

Le banc d'essai permet de mesurer les forces de frottement dans différentes conditions (vérins pneumatiques industriels et conceptions de joint) pour une large gamme de vitesses et de pressions. Les matériels utilisés lors de nos essais ont été caractérisés et étudiés. Cela sert à la compréhension des résultats obtenus.

Un vérin pneumatique commercial, considéré dans son ensemble, a été testé pour différentes conditions de fonctionnement (pression et vitesse). Les résultats obtenus montrent la forte dépendance entre les fluctuations de la force mesurée et les fluctuations de la pression d'air dans la chambre du vérin. La force de frottement moyenne sur l'ensemble du vérin augmente quasi linéairement avec l'augmentation de la pression d'air et la vitesse de translation. La force de frottement des joints de piston est davantage influencée par la pression d'air de la chambre que par celle des joints de tige. De plus, l'apport de la force de frottement des joints piston sur le frottement total est significatif par rapport aux joints de tige.

Afin de mieux expliquer les effets de la conception (diamètre et section transversale) des joints et des conditions de fonctionnement (pression et vitesse) sur la force de frottement, des tests supplémentaires ont été réalisés. Pour étudier les effets du diamètre, quatre diamètres de joints de piston de forme U, venant du même fabricant et ayant le même matériau ont été testés dans différentes conditions de pression et de vitesse. De plus, trois sections de joints piston et deux sections de joints tige ont été étudiées, afin de voir leurs effets sur la force de frottement dans différentes conditions de fonctionnement (pression et vitesse). Les résultats montrent que :

- Pour tous les joints, la force de frottement augmente avec l'augmentation de la pression et de la vitesse ;
- La force de frottement est plus influencée par la pression que par la vitesse ;
- En ce qui concerne l'effet du diamètre du cylindre, la force de frottement augmente avec le diamètre mais le taux d'augmentation pour les diamètres 80 et 100 mm est plus élevé que pour les diamètres 50 et 63 mm ;

- La force de frottement du joint en forme de U dépend fortement du sens du mouvement et du comportement de la chambre (résistante, motrice). La force de frottement est plus élevée lorsque la chambre est résistante plutôt que motrice ;
- La géométrie non-symétrique du joint U fait apparaître une différence de frottement entre les deux sens du mouvement ;
- La différence de force de frottement pour le joint U entre les deux sens du mouvement augmente avec l'augmentation de la vitesse et de la pression ;
- La géométrie en forme de U favorise plus l'augmentation de la force de frottement en fonction de la pression.

Les essais de visualisation ont permis d'analyser l'espace intérieur du cylindre, afin d'essayer et de comprendre les mécanismes d'étanchéité et de lubrification des joints de piston. Nous avons observé la formation de zones (bandes) de dépôts de graisse au niveau des fins de courses et une zone de dépôt partagée entre les deux joints (espace entre joints) ainsi qu'une quantité de graisse collée au piston. La visualisation in-situ a été complétée par des visualisations du vérin après démontage ce qui nous a aidés à comprendre aussi quelques phénomènes au niveau des joints de tige.

L'ensemble de ces données expérimentales représente une base de données pouvant être utilisée pour la validation des modélisations théoriques des systèmes d'étanchéité utilisés dans les vérins pneumatiques. Par ailleurs, la modélisation d'une partie de ces résultats est utilisée pour valider la démarche numérique établie dans le chapitre suivant.

Chapitre III-Étude numérique

III.1 Introduction

La bibliographie a montré les limites des modèles existants et les points primordiaux à prendre en compte dans les modèles décrivant la lubrification mixte dans les joints en élastomère. Ce chapitre a pour vocation de présenter le modèle ElastoHydroDynamique (EHD) développé dans cette étude. On commencera tout d'abord par présenter le modèle rhéologique qui décrit le comportement de la graisse utilisée. Après, on décrira les procédures d'évaluation des paramètres de contact en utilisant un calcul déterministe. Par la suite on abordera la mécanique des structures, c'est à dire la modélisation des joints et la procédure d'identification des paramètres de la loi de comportement à partir des données expérimentales ainsi que la mise en service du joint. Les équations générales décrivant l'écoulement à faibles épaisseurs de films seront présentées, ainsi que la méthode de couplage fluide-structure. La procédure de calcul sera aussi détaillée. Enfin, les résultats des calculs seront confrontés à des résultats numériques de la littérature et aux résultats expérimentaux présentés dans le deuxième chapitre de ce manuscrit.

La Figure 123 résume l'ensemble des paramètres pris en compte dans le modèle :

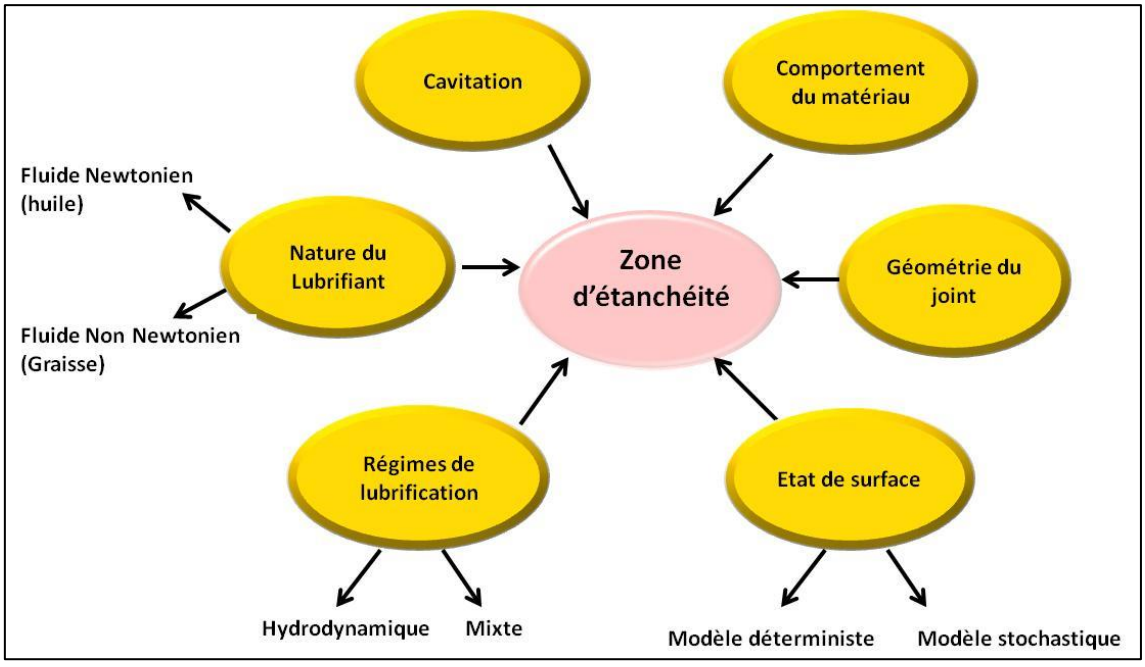


Figure 123 : Les paramètres pris en compte dans le modèle EHD.

III.2 Loi rhéologique

Les paramètres rhéologiques de la graisse ont été abordés dans le chapitre bibliographique. Les valeurs des différents paramètres des modèles rhéologiques de la graisse découlent des ajustements effectués sur les courbes d'écoulement obtenues expérimentalement et présentées dans le deuxième chapitre. La **Figure 124** présente une comparaison des courbes d'écoulement

de trois modèles rhéologiques ainsi que les mesures expérimentales. Les trois modèles retenus sont le modèle de puissance (équation III.1), le modèle de Bingham modifié (équation III.2) et le modèle de Harschel-Buckley modifié (équation III.3).

$$\mu = K_2 \dot{\gamma}^{n-1} \qquad \text{(III.1)}$$

$$\mu = \mu_0 + \frac{\tau_0[1-\exp(-m\dot{\gamma})]}{\dot{\gamma}} \qquad \text{(III.2)}$$

$$\mu = K\dot{\gamma}^{n-1} + \frac{\tau_0[1-\exp(-m\dot{\gamma})]}{\dot{\gamma}} + \mu_\infty \qquad \text{(III.3)}$$

Comme on peut le constater, le modèle de Herschel Buckley modifié approche le mieux la courbe d'écoulement expérimentale. Ce modèle sera intégré dans le code de calcul pour reproduire le comportement de la graisse au niveau de la zone de contact.

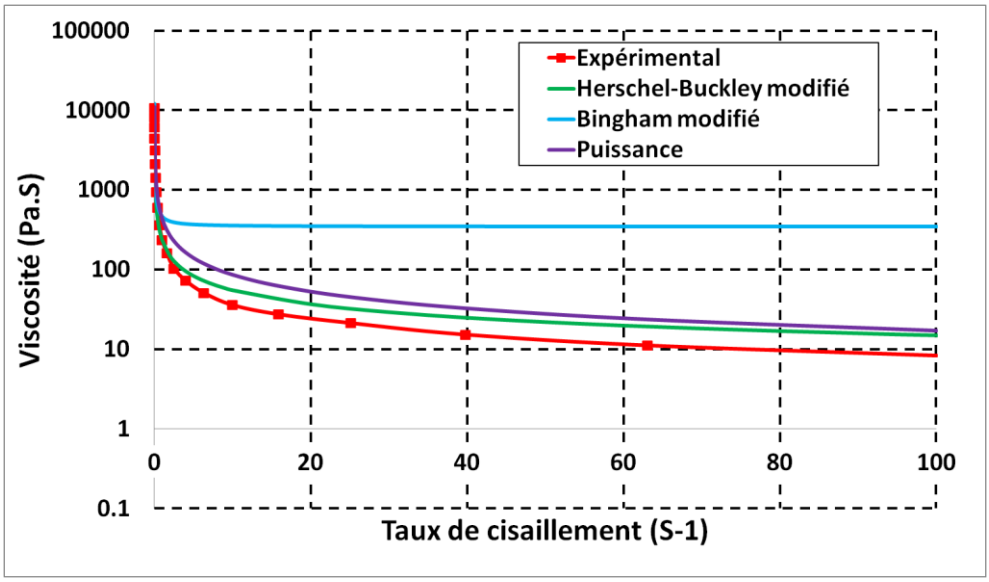


Figure 124 : Courbes d'écoulement comparatives entre lois rhéologiques avec les mesures expérimentales

Les paramètres du modèle Herschel-Buckley modifié sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

Paramètre	Valeur
K (Pa. s)	77.8431
n	0.4695
τ_0 (Pa)	156.6850
m	1.00E+07
μ_∞ (Pa.s)	0.08

Tableau 16 : Paramètres du modèle de Herschel Buckley modifié

III.3 Modélisation du contact entre les aspérités

La modélisation du contact entre des surfaces rugueuses représente un sujet complexe qui a été largement abordé dans la littérature et qui seul pourrait faire l'objet d'une thèse de doctorat. En même temps, l'analyse critique des études dédiées à la simulation des systèmes d'étanchéité hydrauliques, présentée dans le chapitre bibliographique, montre que la loi de contact a une influence très importante sur les prédictions des différents modes de lubrification. Très souvent, dans le cas des joints en élastomère, une approche stochastique est utilisée et plus précisément le modèle de Greenwood et Williamson [118][119]. C'est un modèle de contact élastique-linéaire : les déformations plastiques ne sont pas considérées et le matériau a un comportement de Hooke linéaire. Par ailleurs, on considère que la surface rugueuse est isotrope, que les aspérités ont des sommets sphériques de même rayon et que les aspérités sont suffisamment éloignées les unes des autres pour qu'il n'y ait pas d'interaction entre elles. À partir de quelques paramètres stochastiques (la densité, le rayon moyen, l'écart-type et la moyenne des pics des aspérités) le modèle prédit la variation de la pression moyenne de contact en fonction de l'épaisseur moyenne.

Le modèle de Greenwood et Williamson a été ensuite amélioré pour prendre en compte l'interaction entre les rugosités Greenwood et Tripp [120], [121] pour prendre en compte un rayon des pics variable Whitehouse et Archard [121] ou pour prendre en compte les déformations plastiques Ishigaki et Kawaguchi [122], Chang et al [124] et Robbe-Valoire et al [124].

Les deux inconvénients principaux de tous ces modèles appliqués au cas des joints en élastomère sont l'utilisation d'une loi de comportement linéaire et la non-considération de l'évolution des paramètres stochastiques des surfaces lors de la variation de l'épaisseur moyenne.

La méthodologie utilisée dans ce chapitre est basée sur une modélisation numérique déterministe du contact rugueux joint/cylindre. Ce type de méthode a déjà été utilisé par d'autres auteurs pour différents types de contact rugueux (Chen W [126], Polonsky et Keer [127] et Bonneau et. al. [127]) mais jamais dans le cas des joints hydrauliques/pneumatiques. Même si elle élimine un certain nombre d'hypothèses utilisées par les modèles stochastiques, cette méthode soulève d'autres problèmes liés au temps de calcul, à l'influence de la discrétisation de la surface et au choix d'un échantillon représentatif.

Le point de départ de notre étude est la surfométrie de surface présentée dans le chapitre II et obtenue pour le joint U100. L'échantillon de surface mesuré couvre seulement 0.344x0.344 mm^2 de la surface de la lèvre du joint. De plus, on dispose d'un seul échantillon de surface et donc on ne peut pas étudier la dispersion des résultats en fonction de la position de l'échantillon sur la surface du joint.

La **Figure 125** présente schématiquement les différents pas nécessaires à la détermination des caractéristiques du contact. L'échantillon mesuré est premièrement traité pour suppression de forme. Ensuite, la rugosité obtenue et discrétisée par un maillage éléments finis est importée sur le logiciel Abaqus.

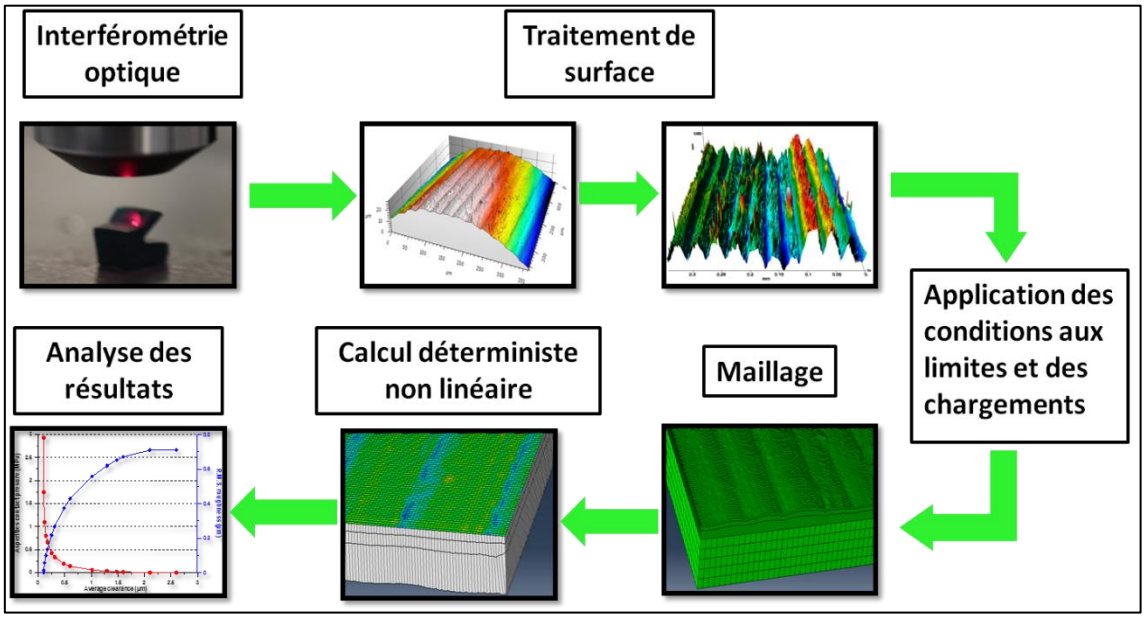


Figure 125 : Démarches de l'évaluation des caractéristiques du contact

Le modèle est constitué de deux massifs en vis-à-vis : un massif supérieur avec une surface lisse indéformable (le cylindre) et un massif inférieur avec une surface rugueuse (le joint) à comportement hyperélastique. La **Figure 126** montre une vue du maillage utilisé pour décrire la surface rugueuse. Le pas de la discrétisation de surface est de 1 μm dans les deux directions. À partir de la surface rugueuse, quatre couches d'éléments linéaires (brique à huit nœuds) de hauteur variable sont générées. Pour obtenir un massif d'une hauteur suffisante, le logiciel Abaqus permet de coller ce premier maillage à un second maillage, d'une hauteur de 1.5 mm. La face inférieure du massif est encastrée. Les faces latérales sont bloquées suivant les directions normales.

Le massif supérieur est modélisé comme une surface analytique rigide à laquelle on applique un déplacement incrémental. Il est initialement placé de telle manière qu'aucun contact ne se produise entre les aspérités les plus hautes et la surface lisse. Ce positon, pour laquelle la pression de contact est encore nulle, est choisi comme position de référence. Le massif supérieur est descendu ensuite pas à pas. À chaque pas, un algorithme de contact sans frottement est utilisé pour assurer la non pénétration des solides. À chaque déplacement du massif supérieur, le programme évalue la pression de contact moyenne et l'écart-type de la surface rugueuse en fonction de la distance h entre le massif supérieur et la hauteur moyenne des rugosités. Le calcul s'arrête lorsque la surface rugueuse du massif inférieur devient lisse.

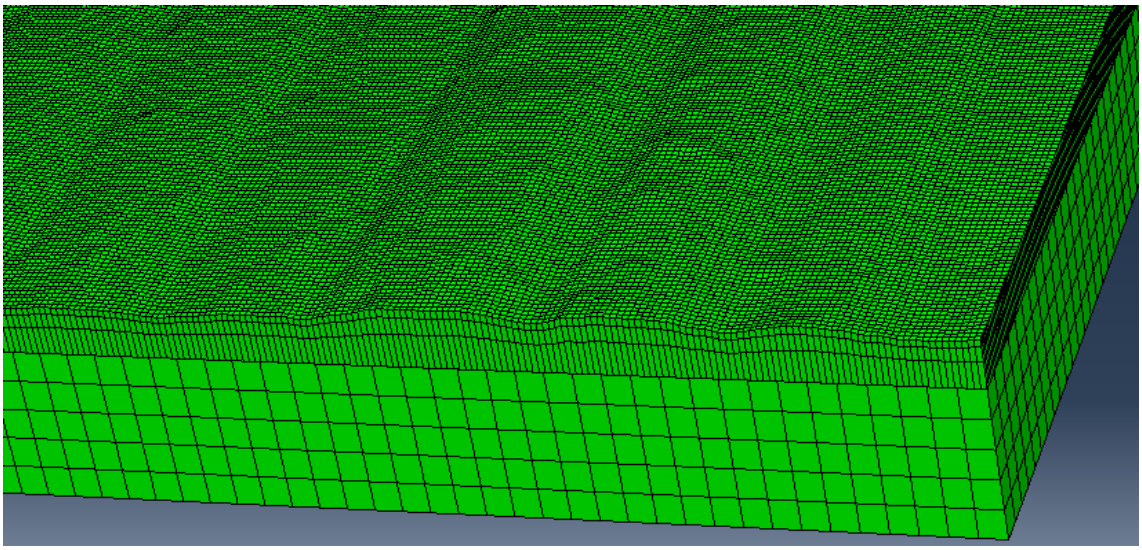


Figure 126 : Maillage du massif inférieur à surface rugueuse

Les résultats représentés sur la Figure 127, montrent la variation de la pression de contact ainsi que l'écart-type en fonction de la distance h. On note que la pression de contact reste relativement faible pour des épaisseurs moyennes supérieures à 0.5µm et présente une augmentation rapide après. On note aussi une diminution importante de la valeur de l'écart-type ce qui montre un aplatissement des rugosités avec la diminution de l'épaisseur moyenne.

Afin de pouvoir être utilisés facilement lors des calculs de lubrification, ces résultats sont approximés par des fonctions exponentielles avec des paramètres obtenus par la méthode des moindres carrés.

Pour la pression de contact, on utilise une fonction à quatre paramètres, A, B, C et D :

$$\begin{cases} P^s(h) = Ah^B\left[e^{(-C\times h+d\times h^2)}\right] & \text{pour } h \le h_{mixt} \\ P^s(h) = 0 & \text{pour } h > h_{mixt} \end{cases} \quad \text{(III.4)}$$

La variation de l'écart-type de la surface du joint est approximée par une fonction à deux paramètres, E et F :

$$\sigma_{joint}(h) = \sigma_{int,joint} - Ee^{(-F\times h)} \quad \text{(III.5)}$$

où $\sigma_{int,joint}$, présente la rugosité initiale du joint.

La rugosité équivalente de l'ensemble joint/ cylindre $\sigma_{Eq}(h)$, est donnée par la relation (III.6) :

$$\sigma_{Eq}(h) = \sqrt{\left(\sigma_{joint}(h)\right)^2 + \left(\sigma_{cylindre}\right)^2} \quad \text{(III.6)}$$

$\sigma_{cylindre}$ est la rugosité du cylindre qui, par hypothèse, reste constante et égale à 0.1 µm.

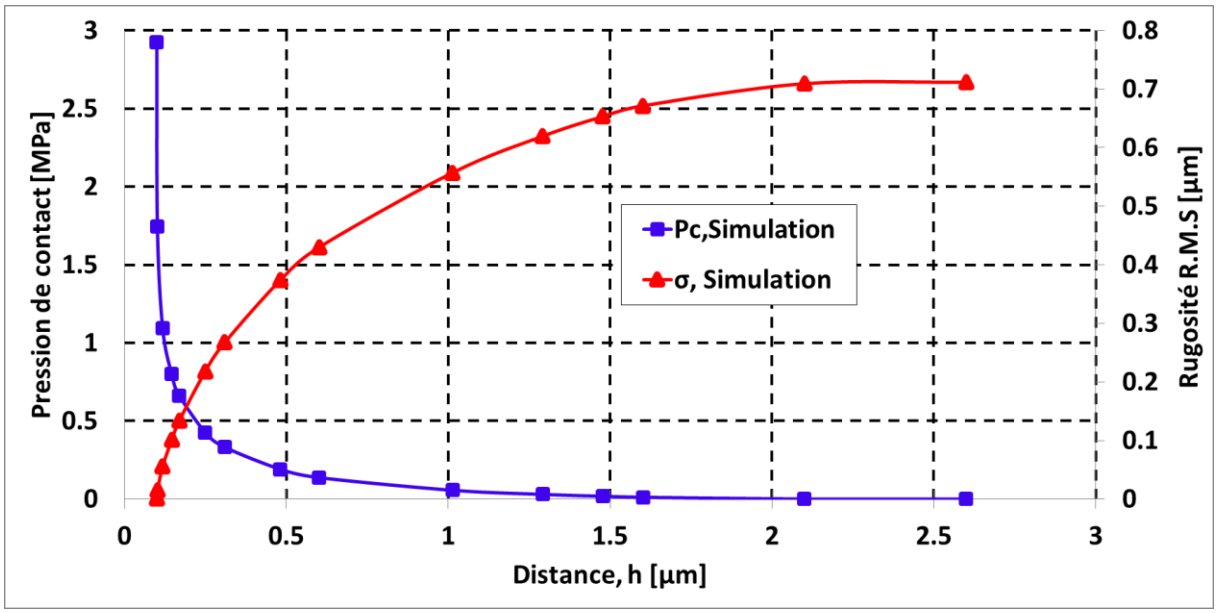


Figure 127 : Pression de contact et rugosité en fonction de la distance h

III.4 Calcul de structure

Le premier pas dans la modélisation d'un joint pneumatique est représenté par le calcul de la mise en position du montage, suivi éventuellement par la pressurisation du côté actif. Il faut donc connaître la géométrie du joint analysé, les différents jeux de montage ainsi que le comportement élastique du matériau. Avant de décrire ces éléments, il est important de préciser que l'ensemble de calculs présentés dans ce chapitre suppose un comportement axisymétrique.

III.4.1 Géométrie de l'assemblage

Les calculs de structure ont été effectués pour le joint pneumatique de piston U100 en polyuréthane (PU). La géométrie du joint a été estimée par numérisation de la section du joint. Les données géométriques du cylindre et de la gorge du piston ont été récupérées à partir des mesures métrologiques. Les données sont récapitulées dans le Tableau 17.

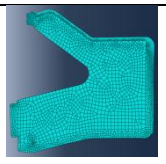
Vérin ISO 15551		Gorge joint piston				Section	
Joint	Cylindre (mm)	D-int (mm)	L (mm)	Serrage (mm)	RMS (µm)	Simulation	Expérimentale
U100	100	88	10	0.3	1.6		

Tableau 17: Caractéristiques de l'assemblage

III.4.2 Loi de comportement

La modélisation du comportement mécanique des élastomères fait intervenir de grandes déformations élastiques et un comportement quasi incompressible. Ainsi, les lois de comportement mécanique doivent être formulées dans le cadre d'une modélisation en grandes déformations [129], [130], [131].

Un des modèles fréquemment rencontrés pour décrire le comportement mécanique des élastomères est le modèle dit "hyperélastique" de Mooney-Rivlin [129], [130]. Celui-ci permet de décrire correctement le comportement d'un élastomère jusqu'à un taux de déformation de 100 % [129]. Il s'écrit à partir de la densité d'énergie de déformation w et permet de relier l'état de contrainte à l'état de déformation :

$$w(C_{10}, C_{01}) = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D}(J_{el} - 1)^2 \quad \text{(III.7)}$$

Tels que :

$$I_1 = \bar{\lambda}_1^2 + \bar{\lambda}_2^2 + \bar{\lambda}_3^2 \quad \text{(III.8)}$$

$$I_2 = \left(\bar{\lambda}_1\bar{\lambda}_2\right)^2 + \left(\bar{\lambda}_2\bar{\lambda}_3\right)^2 + \left(\bar{\lambda}_3\bar{\lambda}_1\right)^2 \quad \text{(III.9)}$$

Avec I_1 et I_2 respectivement le premier et le second invariant du tenseur de Cauchy-Green. C_{10} et C_{01} sont des paramètres du matériau dépendant éventuellement de la température. Le terme D = 2/K permet de prendre en compte le module de compressibilité K de l'élastomère qui est généralement compris entre 2000‑4000 MPa [130].

Le modèle de Neo-Hooke est également utilisé par certains auteurs. Il présente un seul paramètre matériau dépendant de I_1 et peut décrire correctement le comportement d'un élastomère pour des taux de déformations inférieurs à 40 % [130]:

$$W(C_{10}) = C_{10}(I_1 - 3) + \frac{1}{D}(J_{el} - 1)^2 \quad \text{(III.10)}$$

Nous pouvons également citer les modèles d'Ogden qui sont formulés à partir des déformations principales, tels que :

$$W(\mu, \alpha) = \sum_{i=1}^{N} \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} \times (\bar{\lambda}_1^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3) \quad \text{(III.11)}$$

Pour avoir une caractérisation complète des matériaux de type élastomère, plusieurs données expérimentales doivent être obtenues (Figure 128) : compression/traction uni-axiale, traction équibiaxiale, compression plane, tests de compressibilité, etc.

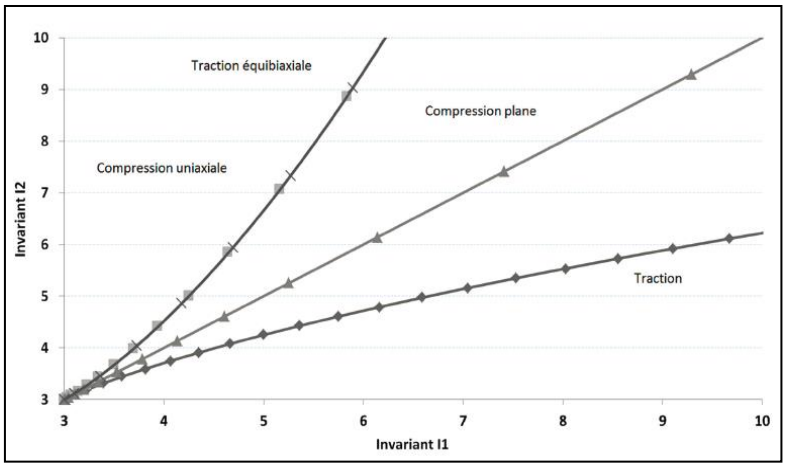


Figure 128 : Domaine possible décrit en fonction des invariants I_1 et I_2, [130]

Cependant, pour la caractérisation de notre joint, nous n'avons pu réaliser que des essais de traction/compression uni-axiale sur des échantillons découpés des joints réels. Les résultats des essais de traction et compression sont présentés dans le chapitre II.

Les paramètres matériaux du modèle hyperélastique sont identifiés par le logiciel Abaqus qui permet d'évaluer le comportement d'un matériau en créant automatiquement, à partir des données expérimentales, une réponse à l'aide de modèles sélectionnés du potentiel d'énergie de déformation.

La Figure 129 montre la comparaison entre essais et simulations dans le cas du joint de piston (U100).

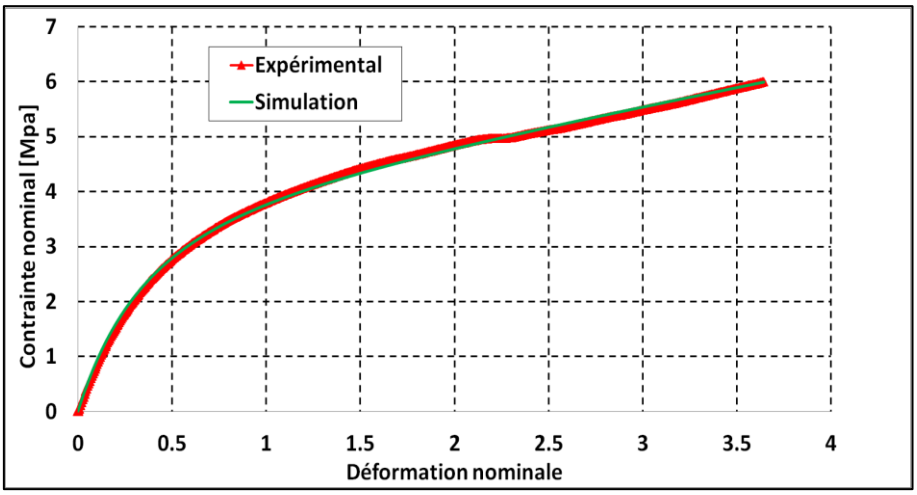


Figure 129 : Comparaison expérimentale et simulation du comportement mécanique en traction/ compression pour le joint piston U100

Le Tableau 18 récapitule les valeurs des paramètres du modèle de comportement du joint U100.

Joint	Modèle	Valeurs des paramètres des modèles (MPa)	Essai
U100	Mooney Rivlin	C_{10} = 0.33203183 C_{01}= 1.48536308 D1=1.1e-3	Traction

Tableau 18 : Paramètres du modèle hyperélastique du joint U100

III.4.3 Mise en position (montage) du joint

En connaissant tous les paramètres géométriques ainsi que la loi de comportement du joint, on peut simuler la mise en position du joint.

La discrétisation éléments finis de la géométrie est réalisée avec des éléments axisymétriques linéaires (CAX4H). Le cylindre, l'arbre et le logement sont définis comme étant des éléments rigides. Un raffinement du maillage est nécessaire dans les zones de contact afin d'obtenir une bonne précision et d'éviter des problèmes de convergence.

La **Figure 130** montre un exemple de maillage du joint de piston U100 et un joint de tige torique O25.

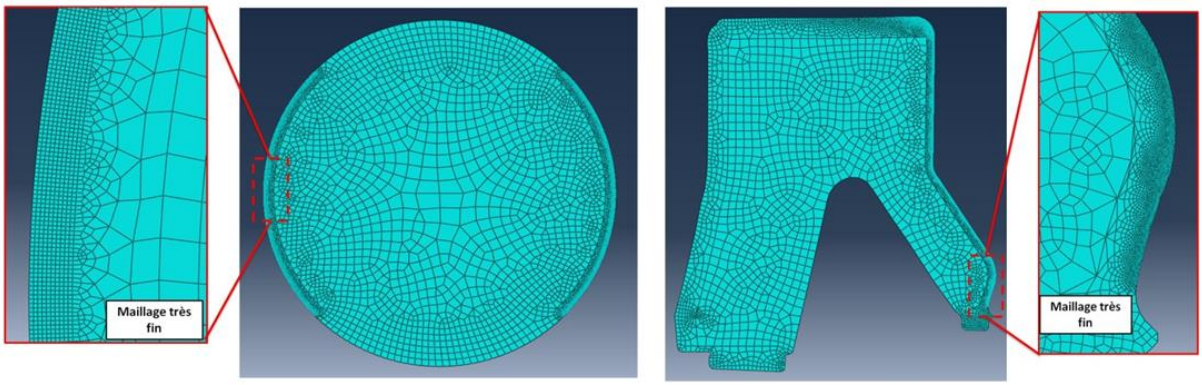


Figure 130 : Maillages des joints pneumatiques, Joint de tige torique et joint de piston U

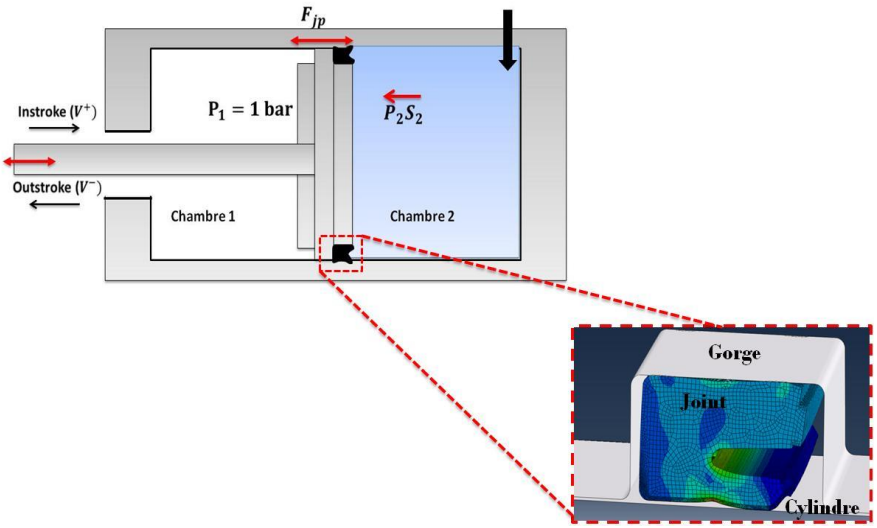


Figure 131 : Vue schématique du passage entre les mesures et la simulation

La modélisation de l'assemblage est réalisée en deux étapes.

Étape 1 : assemblage du joint dans son logement

Lors de cette première étape on modélise la mise en position du joint qui va être contraint entre son logement (la gorge) et, pour le cas d'un joint de piston, le cylindre (Figure 132). Les interférences joint/gorge et joint/cylindre sont évaluées à partir de la métrologie du système. Du point de vue numérique, il faut gérer deux zones de contact : joint/gorge et joint/cylindre. Pour la première zone, on considère une simple condition de non pénétration avec un coefficient de frottement de 0.5 (valeur relativement élevée choisie pour faciliter la convergence du calcul mais sans effet sur les résultats au niveau de la zone d'étanchéité). Pour la deuxième zone, qui représente la zone d'étanchéité, la pression de contact est calculée à partir de la loi établie dans le paragraphe III.3 et qui modélise un contact rugueux entre le joint et le cylindre. Un coefficient de frottement de 0.2 est utilisé pour cette interface.

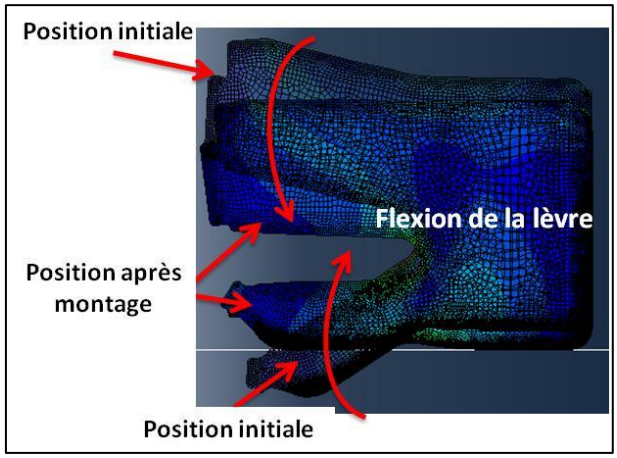


Figure 132 : Montage du joint (déplacement imposé)

Ce premier calcul permet l'approximation de la charge statique, calculée en intégrant le champ de pression du contact joint/cylindre. Cette charge dépend de l'interférence de serrage, de la loi de contact et de la réponse élastique du matériau. La validation de ce résultat est réalisée en comparant les valeurs de la charge calculée avec celles données par le radiamètre (voir le chapitre II, paragraphe II.3.5).

Étape 2 : mise sous pression du joint

Lors de cette deuxième étape on va imposer une pression constante (la pression de service) sur le côté actif du joint (**Figure 133**). Il faut cependant préciser que la valeur de cette pression peut varier ensuite, lors du calcul hydrodynamique, en fonction des conditions de fonctionnement qui doivent être simulées.

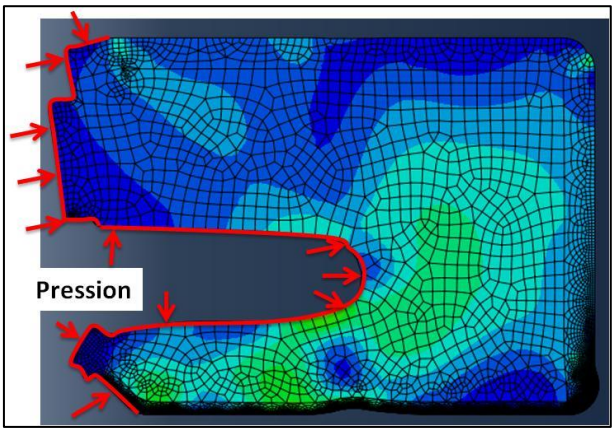


Figure 133 : Mise sous pression d'air

La **Figure 134** montre une comparaison entre les champs de pression entre le joint et le cylindre avant (**Figure 134** a) et après l'application de la pression de service (**Figure 134** b). On note que l'application de la pression de service a comme résultat une augmentation de la charge sur le cylindre ainsi qu'une augmentation de la zone d'étanchéité.

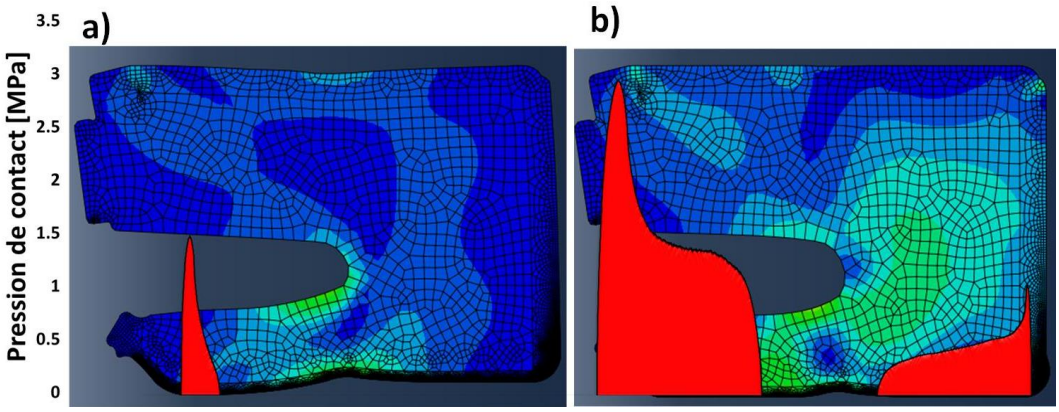


Figure 134 : Pression de contact joint/cylindre avant a) et après b) l'application d'une pression de service de 1.0 MPa

La modélisation de l'assemblage est une étape primordiale dans la mise en place de la modélisation numérique d'un joint pneumatique. En effet, il faut obtenir avec précision le champ de pression de contact et la largeur de contact. La précision de ces résultats dépend essentiellement de la loi de contact, de la loi de comportement de l'élastomère, du maillage ainsi que des hypothèses de calcul (grandes déformations, grands déplacements, conditions aux limites...).

III.5 Modélisation de l'interface lubrifiée

Pour résoudre un problème de lubrification EHD isotherme d'un joint pneumatique fonctionnant dans des conditions transitoires et lubrifié avec de la graisse, il est nécessaire de déterminer le champ de pression et l'épaisseur du film lubrifiant à chaque pas de temps. Ceci impose la résolution simultanée de deux équations : l'une décrit l'épaisseur du film fluide, en tenant en compte des déformations élastiques et des défauts de surfaces ; l'autre est l'équation de Reynolds qui définit le comportement hydrodynamique du film lubrifiant.

Ce type de problème est fortement non linéaire. En effet, la pression déforme le joint, ce qui modifie l'épaisseur du film lubrifiant, paramètre qui intervient au cube dans l'équation de Reynolds. De plus, il faut aussi prendre en compte la modification de la viscosité avec le taux de cisaillement. Par ailleurs, le modèle utilisé doit prendre en compte correctement le phénomène de rupture et de reformation du film lubrifiant ainsi que les conditions de lubrification mixte et tout cela en conditions transitoires.

Dans cette partie, nous présentons en détail la méthode de calcul EHD utilisée et basée sur le couplage fort d'un logiciel commercial permettant des calculs non linéaires (ABAQUS) avec l'équation de Reynolds. Cette approche permet d'exploiter les avantages d'Abaqus en termes de modélisation du contact et des matériaux à comportement non-linéaire, tout en utilisant une modélisation de l'écoulement de type film mince.

III.5.1 Théorie de la lubrification hydrodynamique

L'équation de Reynolds pour les fluides visqueux est déduite des équations de Navier-Stokes et de l'équation de continuité. L'écoulement du lubrifiant dans un domaine à faible épaisseur est gouverné par une équation aux dérivées partielles elliptique portant sur la pression. Le développement mathématique qui conduit au choix des hypothèses est abordé dans le travail de Frêne et al [132]:

- Le domaine fluide est continu,
- L'écoulement est laminaire,
- Les forces massiques extérieures et d'inertie au sein du film lubrifiant sont négligeables,
- Le glissement aux parois est négligeable,
- L'épaisseur du film lubrifiant est faible par rapport aux autres dimensions du domaine,
- Les rayons de courbure du joint sont suffisamment grands par rapport à l'épaisseur moyenne du film,
- Le fluide est incompressible.

Par ailleurs, on fait aussi le choix d'un domaine d'étude axisymétrique, c'est-à-dire unidimensionnel.

Dans un premier temps, on présente les équations générales du problème. Il s'agit de l'équation de Reynolds qui prend en compte la gestion de la rupture et la reformation du film lubrifiant, l'état de surface et la rhéologie du lubrifiant.

Pour mieux comprendre les hypothèses associées à notre étude, considérons un film mince continu de lubrifiant séparant deux surfaces : la surface du cylindre et la surface du joint (Figure 135). Dans un référentiel cartésien OXY la direction Y correspond à l'épaisseur du film et la direction X correspond à la position axiale du joint. Les composantes de la vitesse des surfaces sont nulles, sauf la vitesse de la surface du cylindre U qui est positive suivant la direction X. En admettant que les effets thermiques sont négligeables, la viscosité dynamique dépend seulement du taux de cisaillement ce qui veut dire qu'elle varie à travers l'épaisseur du film et la largeur de contact.

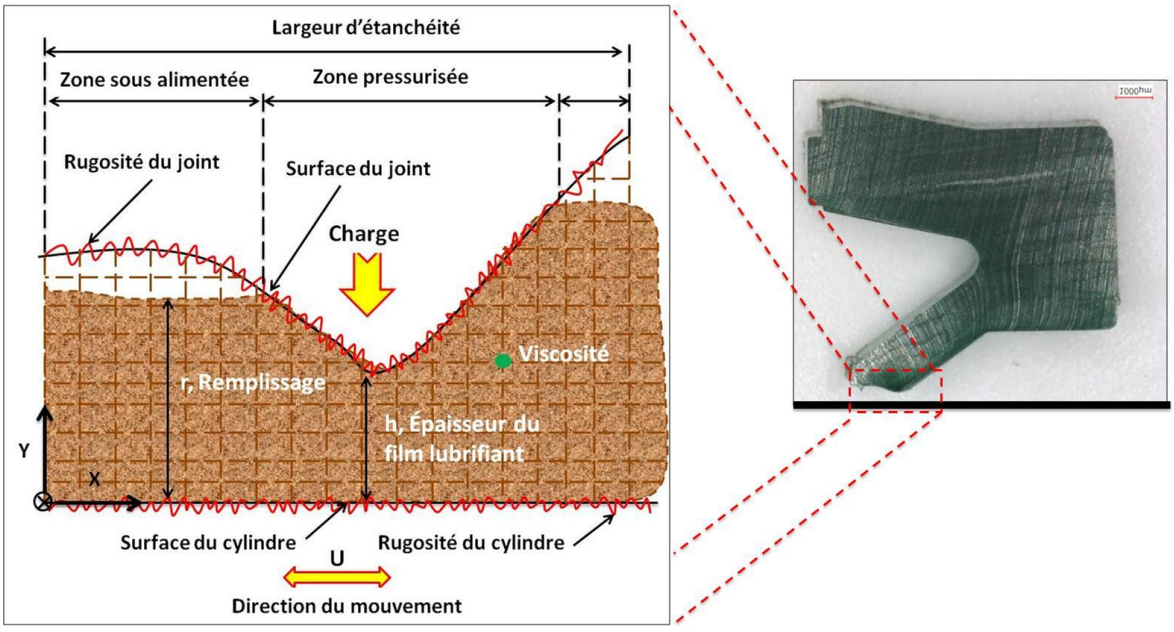


Figure 135 : Système d'axes et notations

Le développement complet conduisant à l'équation de Reynolds pour les fluides non-newtoniens est présenté dans la référence [131]. Pour un domaine axisymétrique on peut écrire :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(G\frac{\partial P}{\partial x}\right) = U\frac{\partial(J_1/J_0)}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \qquad \text{(III.12)}$$

Les fonctions J_0, J_1 et G dépendent de la viscosité et de l'épaisseur du film et ils sont définis par :

$$J_0(x,t) = \int_0^h \frac{1}{\mu(x,\xi,t)}d\xi \qquad \text{(III.13)}$$

$$J_1(x,t) = \int_0^h \frac{\xi}{\mu(x,\xi,t)}d\xi \qquad \text{(III.14)}$$

$$G(x,t) = \int_0^y \frac{\xi^2}{\mu(x,\xi,t)}d\xi - \frac{J_1^2(x,t)}{J_0(x,t)} \qquad \text{(III.15)}$$

Comme dans le cas des joints pneumatiques, l'épaisseur du film et la rugosité des surfaces sont de même ordre de grandeur (régime mixte), la modélisation de l'écoulement doit prendre en compte la microgéométrie des deux surfaces antagonistes.

Actuellement, les solutions disponibles pour la modélisation de l'écoulement en régime mixte peuvent être décrites par trois approches : approche stochastique, approche déterministe et approche d'homogénéisation.

Dans notre travail nous ne nous intéressons qu'aux modèles stochastiques. Une forme modifiée de l'équation de Reynolds est employée : des facteurs correctifs (dits « facteurs d'écoulement »), calculés à partir des paramètres stochastiques sont ajoutés afin de prendre en compte de façon stochastique l'influence de la rugosité.

L'approche a été introduite par Tzeng et Saibel [132] en 1967, lors de l'étude unidimensionnelle d'une butée ayant une rugosité transversale. Elle a été ensuite améliorée par Christensen [133], en 1971 par Christensen et Tonder [134], en 1974 par Rhow et Elrod [136] et en 1976 par Chow et Cheng [137].

Cependant, ce sont les travaux de Patir et Cheng [138], [139]de 1978 et 1979 qui ont été déterminants dans l'évolution ultérieure de la recherche sur la lubrification mixte. Ils proposent d'intégrer trois facteurs d'écoulement supplémentaires dans l'équation de Reynolds (deux facteurs de pression, ϕ_x et ϕ_y, et un facteur de cisaillement, ϕ_s) . L'équation 15 s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\phi_x G\frac{\partial P}{\partial x}\right) = U\frac{\partial(J_1/J_0)}{\partial x} + \frac{U}{2}\sigma\frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \qquad \text{(III.16)}$$

où P est la pression hydrodynamique, σ l'écart-type de la surface équivalente des deux surfaces rugueuses, t le temps et U la vitesse relative des surfaces en contact.

Les facteurs d'écoulement ϕ_x et ϕ_s sont donnés en fonction du rapport h/σ et d'un facteur élongationnel γ, défini par Peklenik [140] comme le rapport entre les longueurs de corrélation $\lambda_{0.5x}$

et $\lambda_{0.5y}$. Le $\lambda_{0.5}$ est la longueur pour laquelle la fonction d'auto-corrélation du profil diminue de 50% de sa valeur initiale. Il est important de préciser que dans les calculs présentés plus tard dans ce chapitre, la valeur de l'écart-type σ n'est pas constante mais dépend de l'épaisseur moyenne suivant la variation présentée sur la **Figure 127**.

L'équation III.16 ne peut pas modéliser correctement le phénomène de rupture et de reformation du film lubrifiant. Les étendues des zones actives et inactives varient en fonction des conditions d'alimentation, de la nature du lubrifiant et de la vitesse. Les conditions qui assurent la conservation du débit doivent être prises en compte pour une meilleure modélisation de la lubrification. Dans les zones inactives, encore appelées zones de rupture, le film fluide perd sa continuité soit par séparation des lignes de courant lorsque les zones inactives sont en communication avec le milieu ambiant, soit par changement de phase (cavitation) lorsque la pression devient inférieure à la pression de vapeur saturante. Dans les deux cas on considère que le fluide qui occupe l'espace entre les surfaces en contact est un mélange homogène de lubrifiant et de gaz de masse volumique ρ_m.

L'algorithme utilisé par la suite a été proposé par Hajjam et Bonneau en 2001. Ils assurent une gestion de la rupture et la reformation du film lubrifiant dans le contact joint/cylindre. Il satisfait la conservation du débit massique respectant le modèle de JFO[140] .

L'équation (III.16) doit être vérifiée dans les zones actives (zones sous pression). Pour les zones inactives (zones de rupture) la pression est constante, égale à la pression de cavitation P_{cav}. Dans ce cas, l'équation qui gouverne cette zone est donnée par l'équation de conservation du débit massique :

$$\frac{U}{2}\frac{\partial \rho_m h}{\partial x} + \frac{\partial \rho_m h}{\partial t} = 0 \quad \text{(III.17)}$$

En définissant le remplissage r par:

$$r = \frac{\rho_m}{\rho} h \quad \text{(III.18)}$$

où ρ est la masse volumique du lubrifiant, on obtient :

$$U\frac{\partial r}{\partial x} + 2\frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad \text{(III.19)}$$

Afin de traiter simultanément les équations (III.16) et (III.19), on les regroupe en une seule équation en utilisant une variable universelle D qui représente soit la pression P, soit un paramètre lié au remplissage r.

$$F\frac{\partial}{\partial x}\left(\phi_x G\frac{\partial D}{\partial x}\right) = U\frac{\partial (J_1/J_0)}{\partial x} + \frac{U}{2}\sigma\frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + (1-F)\left[\frac{U}{2}\frac{\partial D}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial t}\right] \quad \text{(III.20)}$$

L'équation (III.20) fait intervenir une fonction universelle D et une fonction index F telles que :

$$\begin{cases} D = p - P_{ref} \geq 0 \\ F = 1 \end{cases} \quad \text{(III.21) pour les zones actives}$$

où P_{ref} est la pression de référence égale à la pression de cavitation soit à la pression de séparation, et :

$$\begin{cases} D = r - h < 0 \\ F = 0 \end{cases} \quad \text{(III.22) pour les zones inactives}$$

Pour tout point du film, on devra vérifier la compatibilité entre le signe de D et l'état supposé actif ou inactif en ce point. De plus, les conditions de Reynolds sont prises en compte dans l'algorithme de gestion de la rupture et la reformation du film.

III.5.2 Caractéristiques du contact lubrifié

III.5.2.1 Force de frottement

La force de frottement est la superposition de la force du frottement dû au contact entre aspérités et la force du frottement visqueux :

$$F^t = F^h + F^s \quad \text{(III.23)}$$

où F^T, est la force du frottement total, F^h est force du frottement visqueux et F^s est la force du frottement dû au contact.

$$F^s = \pi d \int_0^L \tau_s dx = \pi d \int_0^L \mu^s P^s dx \quad \text{(III.24)}$$

où τ_s est la contrainte de cisaillement, L représente la largeur du contact, μ^s est le coefficient de frottement sec et P^s la pression de contact.

$$F^h = \pi d \int_0^L \tau_h dx \quad \text{(III.25)}$$

où τ_s est la contrainte de cisaillement au sein du film. Compte-tenu des hypothèses simplificatrices énoncées en début du chapitre, τ_s s'écrit :

$$\tau_h = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{(III.26)}$$

où μ est la viscosité dynamique du lubrifiant. La composante u de la vitesse est donnée par l'expression (III.37), en respectant les conditions aux limites au niveau des parois :

$$\begin{cases} y = 0, \quad u = U \\ y = h, \quad u = 0 \end{cases} \quad \text{(III.27)}$$

$$u(x, y, t) = \frac{\partial p}{\partial x}\left(I_1 - I_0 \frac{J_1}{J_0}\right) + U\left(1 - \frac{I_0}{J_0}\right) \quad \text{(III.28)}$$

$$J_n(x, t) = \int_0^h \frac{\xi^n}{\mu(x,\xi,t)} d\xi \quad \text{(III.29)}$$

$$I_n(x, t) = \int_0^y \frac{\xi^n}{\mu(x,\xi,t)} d\xi \quad \text{(III.30)}$$

En reportant l'expression de la vitesse dans l'expression du cisaillement et en remplaçant les intégrales I_0, I_1, J_0, J_1 dans l'expression du cisaillement on peut écrire :

$$\tau_h = \Phi_{fp}\frac{\partial p}{\partial x}\left(y - \frac{J_1}{J_0}\right) - \frac{U}{J_0}\frac{r}{h}(\Phi_f - \Phi_{fs}) \quad \text{(III.31)}$$

où Φ_{fp}, Φ_f et Φ_{fs} représentent les facteurs de correction de la contrainte de cisaillement proposés par Patir et Cheng [137], [138]. En intégrant l'équation III.31 dans l'équation III.34 on obtient :

$$F^h = \pi d \int_0^L \left(\Phi_{fp}\frac{\partial p}{\partial x}\left(y - \frac{J_1}{J_0}\right) - \frac{U}{J_0}\frac{r}{h}(\Phi_f - \Phi_{fs})\right) dx \quad \text{(III.32)}$$

III.5.2.2 Débit de fuite

Le débit de fuite est calculé en intégrant la composante u de la vitesse au sein du film :

$$\varphi = \pi d \int_0^h u(x,y,t)\frac{r}{h}dy = \pi d\left[-\phi_x\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{2}\overline{h}_T + \frac{U}{2}\sigma\phi_s\right] \quad \text{(III.33)}$$

Le débit de fuite nette est la différence de débit entre la sortie (outstroke) et l'entrée (instroke).

III.5.2.3 La charge

La charge totale W^t supportée par le joint est la superposition de la charge due au contact entre aspérités W^s et la charge générée par la pression hydrodynamique W^h.

$$W^t = W^s + W^h \quad \text{(III.34)}$$

La charge due aux contacts entre aspérités est donnée par l'équation (III.35),

$$W^s = \pi d \int_0^L P^s dx \quad \text{(III.35)}$$

La charge due à la pression hydrodynamique est quantifiée par la formule (III.36),

$$W^h = \pi d \int_0^L P^h dx \quad \text{(III.36)}$$

III.5.2.4 Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement total est le rapport entre la force de frottement total et la charge totale.

$$\mu^t = \frac{F^t}{W^t} \quad \text{(III.37)}$$

III.5.3 Formulation de l'élément de l'interface hydrodynamique

Le logiciel Abaqus permet d'ajouter, à l'aide des interfaces spécifiques, (sous-programmes *User Element*) de nouveaux types d'éléments non-prévus initialement. C'est cette possibilité qui a été exploitée pour créer le couplage entre l'équation de Reynolds et les autres éléments constituant le maillage des solides.

Les nœuds à la surface du joint en contact avec le lubrifiant sont les nœuds qui appartiennent à ce nouvel élément nommé "Élément de l'interface hydrodynamique" ou "Élément Utilisateur Reynolds" (EUR). À chaque pas de calcul, l'EUR doit fournir au solveur d'Abaqus le vecteur de force nodale $\{F^P\}$ résultant du champ de pression hydrodynamique. De plus, comme la résolution du système global est réalisée par un processus Newton-Raphson, l'EUR doit aussi fournir une matrice de raideur $[K^h]$ qui est la dérivée des forces nodales par rapport aux déplacements de chaque nœud de l'élément.

À partir de la position de chaque nœud de la surface du corps déformable (joint), à savoir la surface d'étanchéité, l'EUR peut calculer l'épaisseur de film (la distance entre le joint et le cylindre). Comme la surface opposée est rigide, seules les informations géométriques sont nécessaires pour calculer l'épaisseur du film à partir des déplacements nodaux :

$$h_i = R - (u_i + y_i) \quad \text{(III.38)}$$

où **u** est le déplacement radial et **y** la position radiale initiale.

Ainsi, la pression hydrodynamique est obtenue après la résolution de l'équation de Reynolds (équation III.20) discrétisée par la méthode des différences finie. Après la résolution du problème, le domaine de calcul va être partagé dans des zones actives et des zones inactives. Dans les zones inactives, la pression est imposée à la pression de référence P_{ref} et donc elle ne dépend pas directement de l'épaisseur du film. Dans les zones actives (sous pression), l'équation de Reynolds discrétisée peut être écrite sous la forme matricielle suivante :

$$[K_f]\{P\} = \{B\} \quad \text{(III.39)}$$

où $[K_f]$ représente la matrice fluide, $\{P\}$ le vecteur des pressions hydrodynamiques et $\{B\}$ le second membre (le terme source).

Pour les besoins d'Abaqus, les valeurs de la pression doivent être converties en forces nodales. Elles peuvent être calculées avec l'expression ci-dessous :

$$\{F^P\} = [S]\{P\} \quad \text{(III.40)}$$

où $\{F^P\}$ représente le vecteur de forces nodales, calculé à partir de la pression hydrodynamique. $[S]$ est la matrice de passage transformant les pressions en forces nodales.

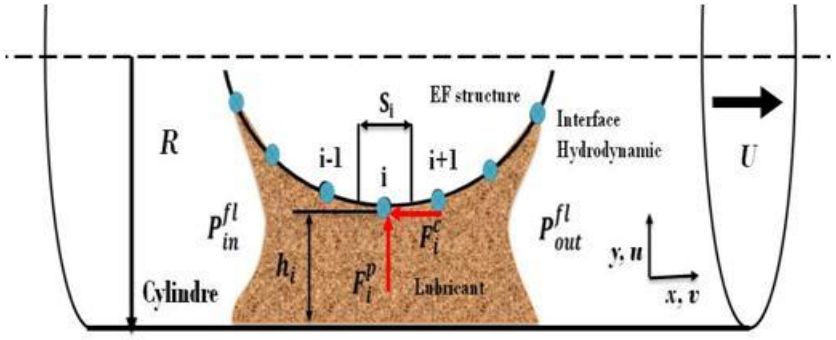


Figure 136 : Discrétisation de la zone d'étanchéité pour un contact EHD

Matrice de raideur

La matrice de raideur de l'élément hydrodynamique $[K^h]$ est calculée à partir de la dérivée totale du vecteur des forces nodales $\{F^P\}$ par rapport au vecteur des déplacements nodaux $\tilde{u}$:

$$\tilde{u} = \{u_1, v_1, \dots, u_n, v_n\}^T \quad \text{(III.41)}$$

$$[K^h] = \frac{dF^P}{d\tilde{u}} = \left[\frac{\partial F^p}{\partial u}\right] + \left[\frac{\partial F^P}{\partial v}\right] \quad \text{(III.42)}$$

où **u** et **v** représentent les déplacements radiaux et axiaux respectivement.

Pour les nœuds se retrouvant dans les zones actives, la pression est calculée à partir de l'équation (III.39) :

$$\{P\} = [K_f]^{-1}\{B\} \quad \text{(III.43)}$$

multipliant l'équation (III.43) par la matrice $[S]$ on peut écrire :

$$\{F^p\} = [S][K_f]^{-1}\{B\} \quad \text{(III.44)}$$

On peut écrire le terme source comme $\{B\} = [B_h]\{h\}$ où $\{h\}$ représente le vecteur de l'épaisseur du film. L'équation III.43 devient :

$$\{P\} = [K_f]^{-1}[B_h]\{h\} \quad (45)$$

avec le vecteur $\{h\}$ défini comme :

$$h_i = \{h_1, h_2, \dots, h_N\}^T \quad \text{(III.46)}$$

La dérivée de la pression par rapport à l'épaisseur s'écrit :

$$\left[\frac{dP}{dh}\right] = [K_f]^{-1}[B_h] \quad \text{(III.47)}$$

La dérivée des forces nodales par rapport aux déplacements est donnée par :

$$[K^h] = \left[\frac{dF^p}{d\tilde{u}}\right] = [S]\left[\frac{dP}{dh}\right]\left[\frac{dh}{d\tilde{u}}\right] = [S]\left[\frac{dP}{dh}\right]\left[\frac{dh}{d\tilde{u}}\right] = -[S][K_f]^{-1}[B_h] \quad \text{(III.48)}$$

Il faut préciser que les termes de la matrice $[K^h]$ correspondant à des nœuds situés dans la zone inactive sont considérés comme nuls.

III.5.4 Procédure de calcul

Dans ce paragraphe, nous décrivons les étapes nécessaires au calcul d'un joint (pneumatique ou hydraulique) propre à l'utilisation du logiciel Abaqus (i.e. assemblage, application de la pression et fonctionnement en dynamique). Le but de ce calcul est de quantifier les caractéristiques tribologiques du contact, en termes d'épaisseur de film, pression hydrodynamique, frottement et débit. Cette procédure de calcul peut être appliquée à n'importe quelles géométrie de joint ou conditions de fonctionnement. Elle comporte les étapes suivantes :

- La géométrie du modèle est obtenue par un scan numérique de la section réelle du joint étudié ;
- Le calcul sera effectué à l'aide d'un modèle géométrique axisymétrique ;
- Le logement du joint, la tige ou le cylindre sont définis comme des éléments indéformables (de type « rigide analytique ») ;
- Les propriétés du matériau du joint doivent être définies. Les paramètres définissant les propriétés hyperélastiques doivent être identifiés à partir des mesures expérimentales (voir le paragraphe section III.4) ;
- L'étape suivante est la construction du maillage. Il est essentiel d'avoir un maillage très fin dans les zones de contact et surtout dans les zones présentant de fortes variations de la pression de contact. (voir le paragraphe III.3) ;
- Les conditions aux limites devront être appliquées pour décrire la situation réelle ; une attention particulière doit être donnée à la définition des zones de contact (voir le paragraphe III.5) ;
- La dernière est principale étape est représentée par le calcul des conditions de fonctionnement choisies. La procédure générale de calcul est présentée sur la **Figure 137**.

Abaqus transmet le temps de calcul, les positions et les déformations nodales de l'élément hydrodynamique au sous-programme EUR. Au niveau du sous-programme l'épaisseur du film est calculée ainsi que la rugosité et les coefficients d'écoulement directement liés à cette épaisseur. Le pas suivant est représenté par le calcul de l'équation de Reynolds donnant le champ de pression hydrodynamique ainsi que la répartition des zones actives/inactives. Cette étape est réalisée par un algorithme itératif car, une fois le calcul de D (l'inconnu de l'équation de Reynolds) effectué, il faut vérifier que les valeurs obtenues sont compatibles avec les inéquations données par les expressions III.21 et III.22 et qu'il y a stabilité de la partition active/inactive du domaine de calcul. Dans le cas d'un fluide non newtonien, à chaque itération, il faut aussi mettre à jour les

valeurs de la viscosité du lubrifiant, dépendant directement du nouveau champ de pression. Cette mise à jour est aussi le résultat d'un calcul itératif car, à pression constante, la viscosité dépend du taux de cisaillement, qui est dépendant, à son tour, de la viscosité.

La dernière opération représente le calcul des forces nodales correspondant au champ de pression ainsi que l'évaluation de la matrice de raideur $[K^h]$.

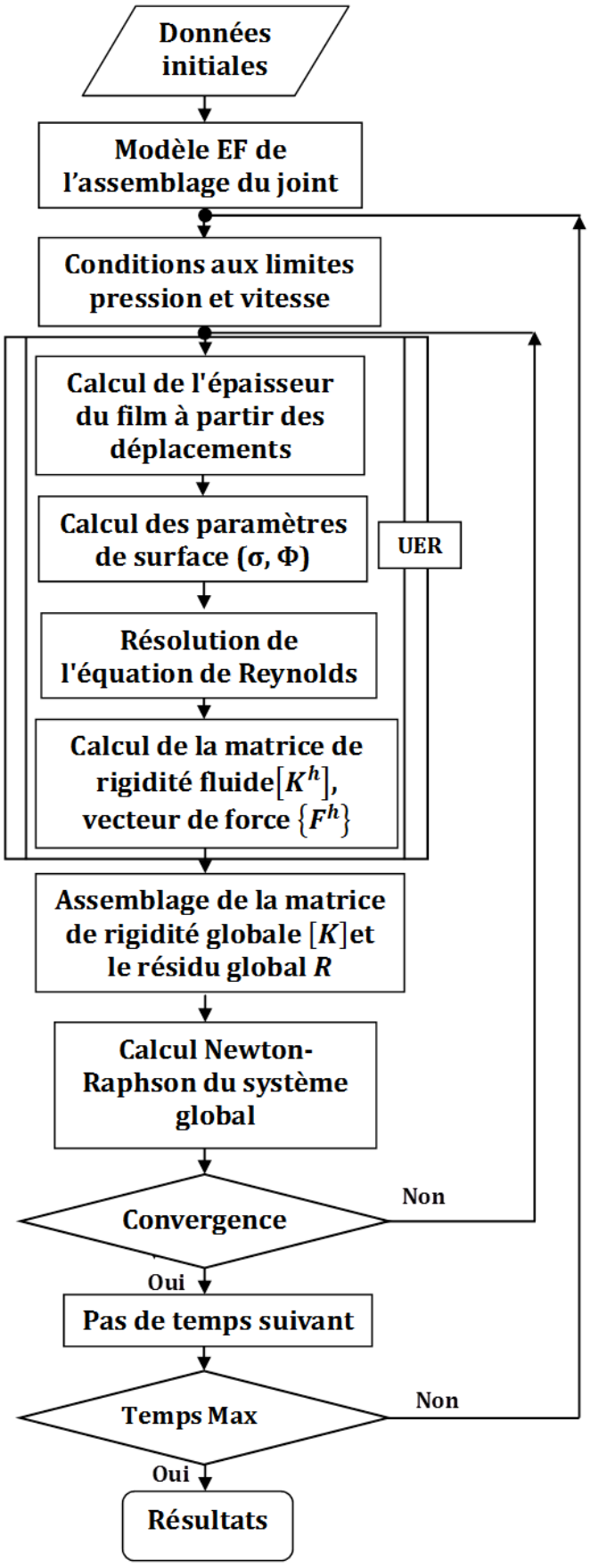


Figure 137 : Algorithme de calcul

III.6 Validation Numérique du modèle

Pour la validation du modèle numérique développé dans ce chapitre, nous avons effectué des comparaisons avec les résultats présentés par T. Schmidt et al [96]. L'application visée est un système d'étanchéité hydraulique constitué d'un joint d'étanchéité en élastomère et d'une tige en mouvement de translation alternatif (voir la Figure 138).

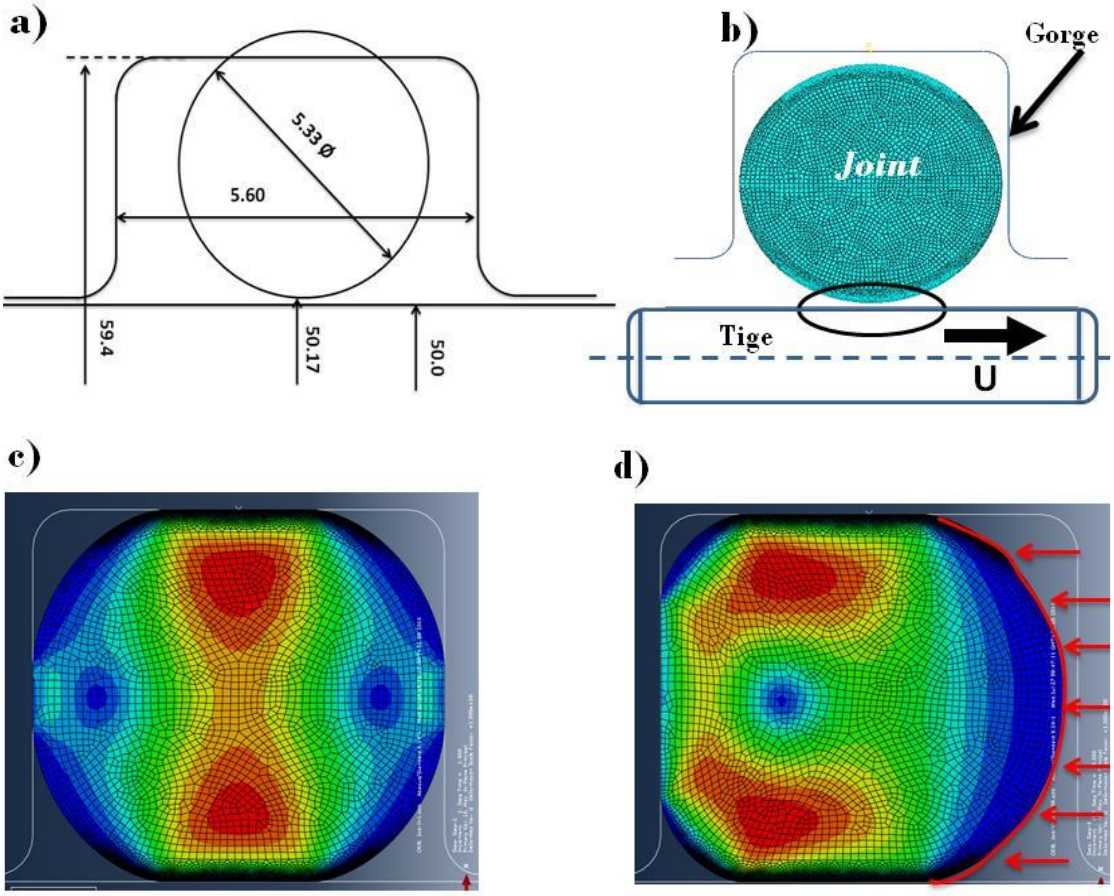


Figure 138 : a) Éléments dimensionnels du modèle, b) O-ring, tige et logement avec le maillage, c) assemblage du joint O-ring, d) déformation du joint sous l'effet de la pression du fluide

Le maillage du joint est effectué avec des éléments linéaires quadratiques (CAX4H). En raison du comportement incompressible du matériau, la formulation de l'élément hybride avec un degré de liberté supplémentaire est utilisée. Le maillage est raffiné dans les zones de contact joint/tige et joint/logement (Figure 138.b).

L'écoulement du fluide dans la zone d'étanchéité est décrit par l'équation de Reynolds. La viscosité dynamique du lubrifiant est $\mu = 0.01 \text{Pa.s}$; la vitesse de translation de la tige est maintenue constante à ±100mm/s. La pression du cylindre est de 1MPa. Le comportement mécanique du joint considéré est décrit par le modèle de Neo-Hooke, avec les coefficients $C_{10} = 1.064 \text{MPa}$ et $D_1 = 0.001$ MPa. L'interaction "normale" de contact joint/tige est décrite par une

variation exponentielle de la pression de contact en fonction de l'épaisseur moyenne : la pression de contact est de 15 MPa pour un jeu nul et décroit à zéro pour des épaisseurs supérieures à 0.7µm. Le coefficient de frottement est égal à 0.1.

Les éléments dimensionnels et les différents paramètres du modèle sont regroupés dans la **Figure 138**.**a**. Les calculs ont été effectués à une température constante.

La solution est obtenue au cours des étapes de simulation suivantes :

Montage : Le joint d'étanchéité est monté dans son logement (gorge) en considérant des propriétés de contact sans frottement (**Figure 138**. c).

Pressurisation : La pression du fluide est appliquée de manière incrémentale à la surface du joint (**Figure 138**.d). Lors de cette étape, pour les contacts joint/tige et joint/logement un coefficient de frottement de 0.1 est utilisé.

Mouvement alternatif : La simulation du déplacement de la tige durant l'entrée (Instroke) et la sortie (Outstroke) est réalisée.

Résultats

La **Figure 139** et la **Figure 140** présentent les variations de la pression hydrodynamique et de contact ainsi que celles de l'épaisseur du film en fonction de la largeur de contact. Les résultats ont été obtenus avec le modèle présenté dans ce chapitre et comparés aux résultats publiés T. Schmidt et al.[96]. On désigne par h l'épaisseur du film, Ph la pression hydrodynamique et Pc la pression de contact entre les aspérités.

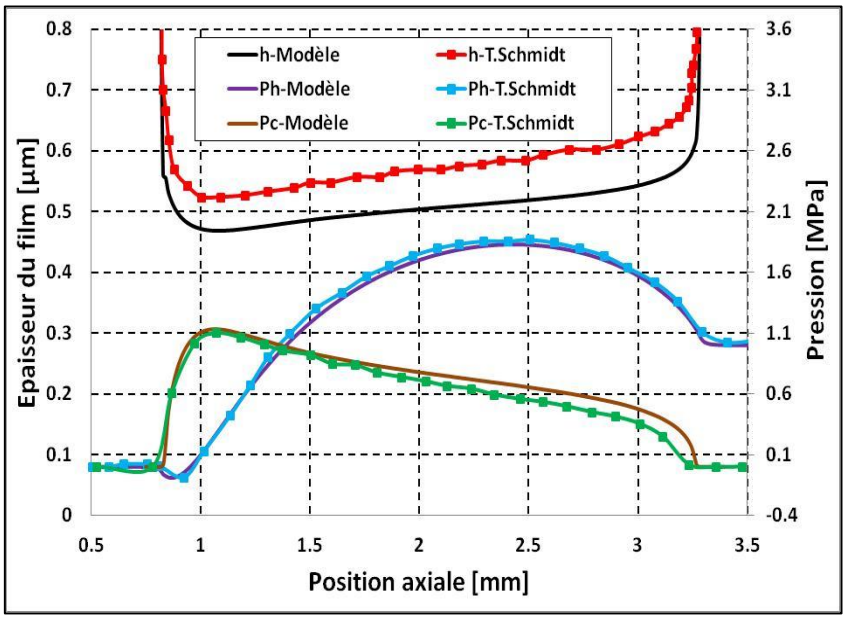


Figure 139 : Comparaison entre les résultats du modèle et T.Schmidt et al [141]dans le cas Outstoke (Sortie tige)

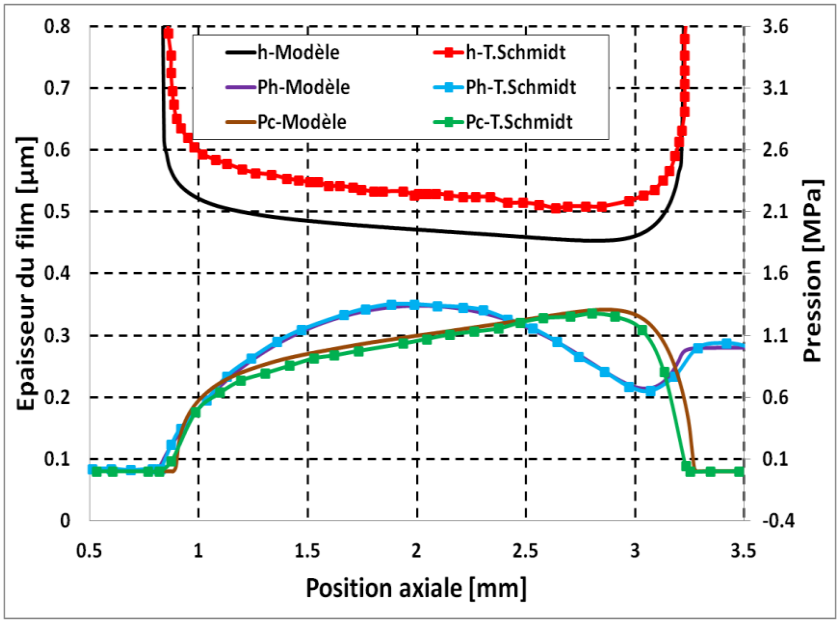


Figure 140 : Comparaison entre les résultats du modèle et T.Schmidt et al **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**dans le cas Instroke (Entrée tige)

On note une très bonne concordance entre les prédictions obtenues par les deux modèles. Les différences peuvent être facilement expliquées par le maillage du joint qui n'est pas identique et surtout par le fait que le modèle de T. Schmidt et al [96] utilise une méthode de résolution approximative de l'équation de Reynolds. Par ailleurs, il faut noter que le lien entre la pression de contact et l'épaisseur de film présenté par T. Schmidt et al. **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** ne s'explique pas par la loi de contact utilisée, ce qui suggère certaines inexactitudes dans la présentation de leurs résultats.

III.7 Validation expérimentale du modèle

Le but de cette partie est de réaliser une confrontation entre les résultats issus de la simulation et ceux mesurés expérimentalement sur le joint piston en forme de U de diamètre 100 (désigné par U100).

III.7.1 Conditions de simulation

Les données nécessaires à la simulation du comportement du joint U100 ainsi que leurs origines ont été présentées en détail dans les paragraphes précédents et sont simplement rappelés ci-dessous.

Comportement du fluide

Le joint est théoriquement lubrifié avec un fluide non-newtonien (graisse). Le comportement rhéologique est donné par la loi de Harschel-Buckley modifiée (Équation 3). Les paramètres du modèle sont :

Paramètre	Valeur
K (Pa. s)	77.8431
n	0.4695
τ_0 (Pa)	156.6850
m	1.00E+07
μ_∞(Pa.s)	0.05 ou 0.08

Certaines simulations seront effectuées en considérant un comportement newtonien du lubrifiant. Dans ce cas, la viscosité considérée doit être la viscosité à des taux de cisaillement élevés qui représente théoriquement la viscosité de l'huile de base. Malheureusement, nous n'avons pas pu obtenir ou mesurer la valeur de cette viscosité. Nous avons donc utilisé des valeurs relativement faibles de 0.05 Pa.s et 0.08 Pa.s. On précise que, pour les résultats obtenus avec un comportement non-newtonien, les deux valeurs considérées pour μ_∞ conduisent systématiquement aux mêmes résultats numériques.

Loi de contact

La pression de contact est définie par la fonction exponentielle donnée par l'équation 5 ; les paramètres sont :

Paramètre	Valeur
A	1.3151E-06
B	-1.5427
C	1.1069
D	0

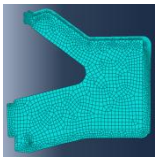
Rugosité

La rugosité du joint varie exponentiellement en fonction de l'épaisseur moyenne (Équation 4) ; les paramètres sont :

Paramètre	Valeur
E	0.6849
F	1.8476
$\sigma_{int,joint}$	0.7 µm
σ_{arbre}	0.1 µm

Conditions de montage

La géométrie du joint et les conditions du montage sont résumées dans le tableau ci-dessous ainsi qu'illustrées dans la Figure 141 :

Vérin ISO 15551		Gorge joints piston				Charge	Section	
Joint	Cylindre (mm)	D-int (mm)	L (mm)	Serrage (mm)	RMS (µm)	N (N)	Simulation	Expérimentale
U100	100	88	10	0.3	1.6	118		

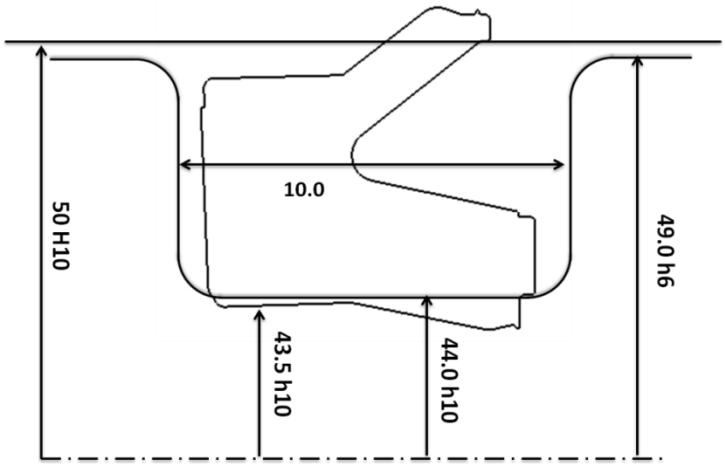


Figure 141 : Éléments dimensionnels du modèle (les valeurs sont données en millimètres)

Loi de comportement

Les paramètres et le modèle du comportement mécanique du joint sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Joint	Modèle	Valeurs des paramètres des modèles (MPa)	Essai
U100	Mooney Rivlin	C_{10} = 0.33203183 C_{01}= 1.48536308 D1=1.1e-3	Traction

Assemblage du joint

La Figure 142 a) montre la géométrie du joint mis en position dans le cylindre. La Figure 142 b) montre la pression de contact ainsi que l'épaisseur de film joint/cylindre. Ce premier calcul permet une approximation de la charge sur le cylindre obtenue par l'intégration du champ de pression de contact. La comparaison de cette intégrale avec la charge mesurée avec le radiamètre (118 N) permet un premier calibrage du modèle numérique.

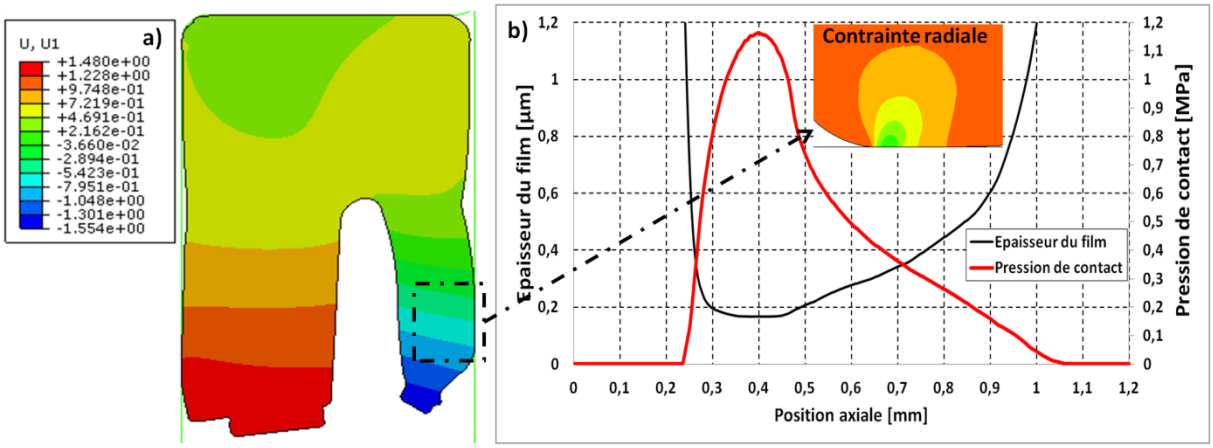


Figure 142 : Épaisseur du film et pression de contact dans le cas de l'assemblage

Conditions de vitesse

La Figure 143 présente la variation de la vitesse relative joint/cylindre en fonction du temps. Deux vitesses ont été investiguées : 40mm/s et 100mm/s, suivant un profil trapézoïdal, avec un temps d'accélération et de décélération égal à 0.1 s et un palier de vitesse constante d'une durée de 0.4 s.

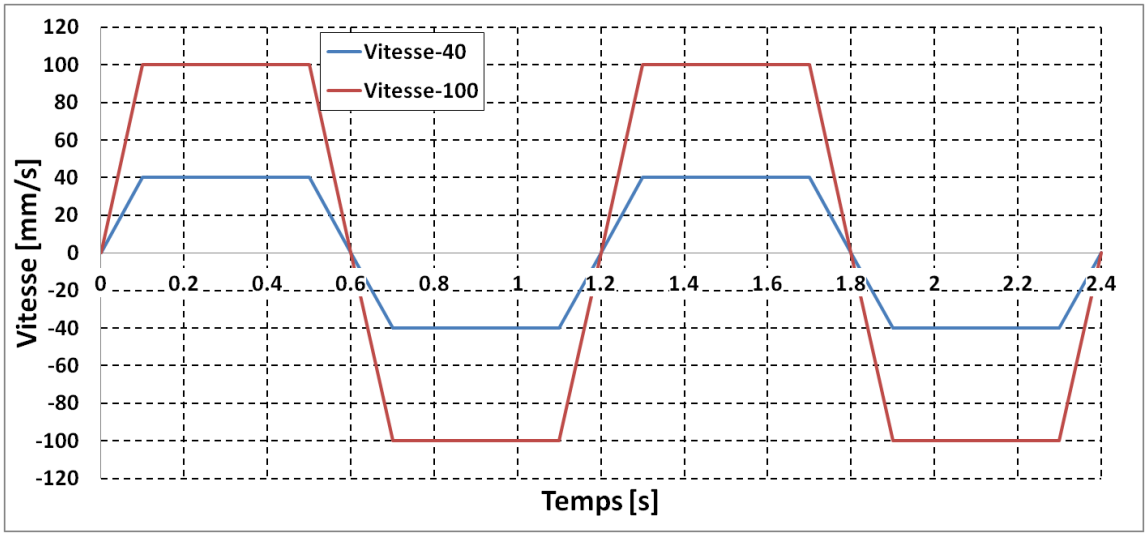


Figure 143 : Évolution de la vitesse en fonction du temps

III.7.2 Résultats de simulation

III.7.2.1 Influence des conditions d'alimentation pour une pression de cylindre nulle

Une première simulation est effectuée en considérant une pression pneumatique nulle, une vitesse maximale de 40 mm/s et un fluide newtonien de viscosité dynamique égale à 0.08 Pa.s. Même si les joints pneumatiques sont lubrifiés à la graisse, un comportement newtonien du lubrifiant est souvent utilisé dans la littérature (voir Muller et Nau [1]). En effet, comme les

épaisseurs de film sont très faibles (de l'ordre du µm), il est considéré que seule l'huile de base peut entrer dans le contact et le lubrifier. Cependant, cette hypothèse n'a jamais été confirmée expérimentalement.

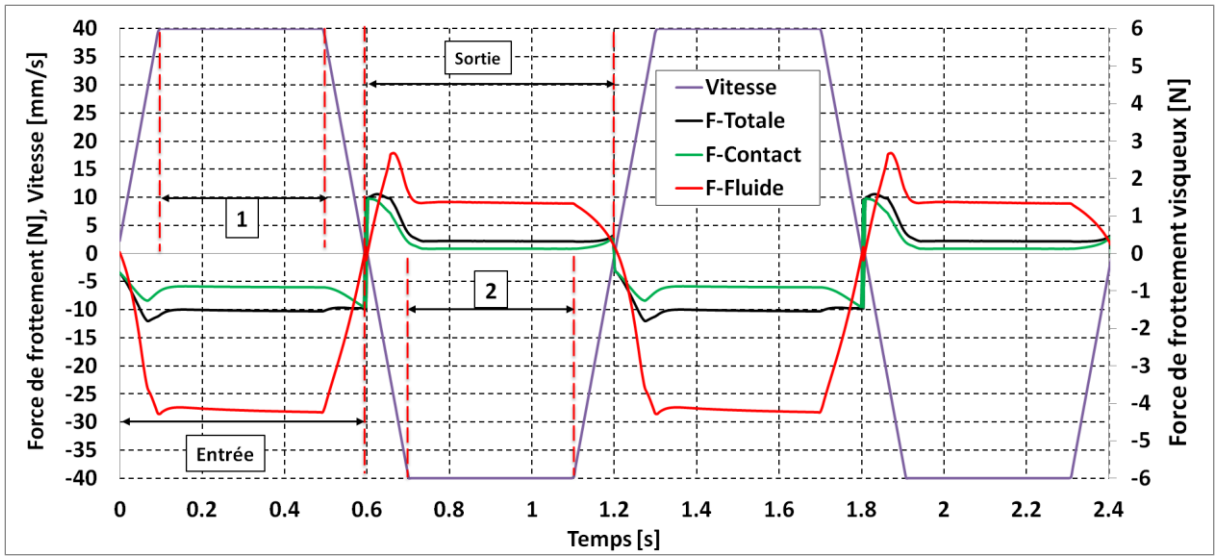


Figure 144 : Évolution de la force de frottement au cours du temps

La **Figure 144** montre l'évolution de la force de frottement pendant deux cycles d'entrée/sortie du piston. On peut noter que :

- La force de frottement générée par le contact entre les aspérités est plus importante pendant l'entrée que pendant la sortie du piston.
- La force de frottement visqueuse est quasiment la même pendant l'entrée et la sortie du piston.
- La force de frottement totale est plus importante pendant l'entrée que pendant la sortie du piston.
- La force de frottement de contact générée par le contact entre les aspérités est supérieure à la force de frottement visqueuse, ce qui permet de conclure que le joint fonctionne en régime mixte.

La Figure 145 présente l'évolution du débit de fuite au cours du temps. On remarque que l'évolution du débit de fuite suit l'évolution de la vitesse. Il est plus important pendant la phase de sortie.

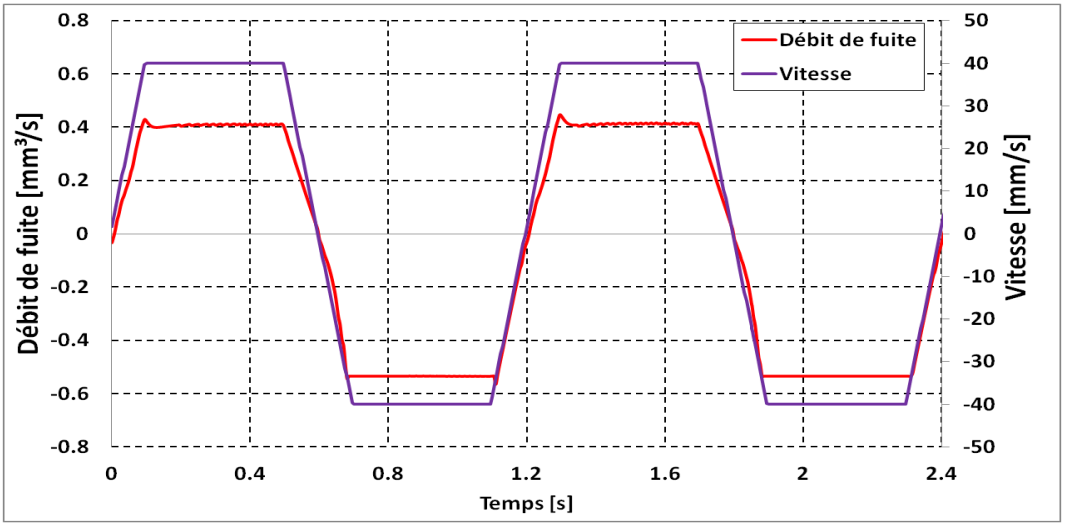


Figure 145 : Évolution du débit au cours du temps

Afin de mieux interpréter les résultats de la Figure 144 et de la Figure 145, nous avons suivi l'évolution de la pression hydrodynamique, de la pression de contact et de l'épaisseur du film dans la phase d'entrée (zone 1 sur la Figure 144) et la phase de sortie (Zone 2 sur la Figure 144).

La Figure 146.a et la Figure 146.b présentent la pression hydrodynamique et la pression de contact dans la zone d'étanchéité lorsque la vitesse est constante. La Figure 146.c présente l'épaisseur du film correspondante.

On peut constater que :

- La pression hydrodynamique est légèrement supérieure pendant la sortie que pendant l'entrée du piston.
- La largeur de la zone active (sous pression) est d'environ 0.7 mm pendant l'entrée et d'environ 1.2 mm pendant la sortie du piston. Cela explique l'épaisseur de film plus importante observée pendant la sortie du piston.
- Puisque l'épaisseur du film est supérieure en sortie, la pression de contact est plus faible. Cela explique la différence de frottement générée par le contact entre les aspérités, entre l'entrée et la sortie du piston.
- L'épaisseur du film est toujours inférieure à 3σ ce qui signifie un fonctionnement dans un régime mixte de lubrification.

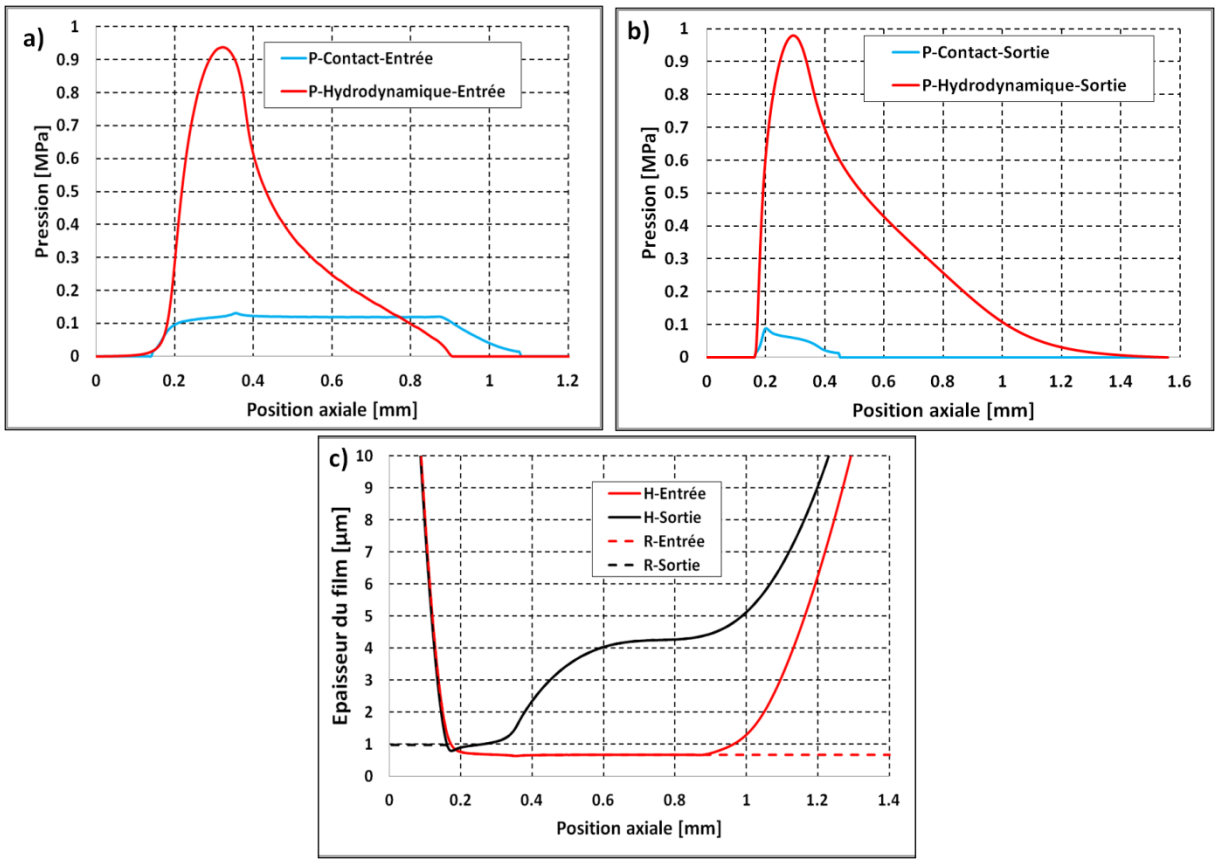


Figure 146 : Pression hydrodynamique et pression de contact, épaisseur du film et remplissage dans le cas entrée et sortie du piston.

Les résultats présentés dans le paragraphe précédent semblent être cohérents. Cependant, une comparaison des forces de frottement prédites par le modèle avec celles mesurées sur le banc expérimental (voir chapitre II) montre que la simulation numérique sous-estime fortement les valeurs expérimentales. Il faut donc essayer de comprendre ces différences.

Lors des essais de visualisation présentés dans le chapitre 2 (paragraphe 7) nous avons constaté qu'à pression atmosphérique et sauf les fins de cours, le contact est seulement alimenté par une couche de lubrifiant déposée sur le cylindre. Or, pour les résultats présentés au-dessus, on impose toujours un remplissage à 100% au niveau des limites de la zone d'étanchéité.

Afin d'essayer de reproduire les conditions d'alimentation observées expérimentalement, on fait les hypothèses suivantes :

- La couche de lubrifiant déposée sur le cylindre est égale à la valeur du remplissage prédite par le modèle au niveau des zones de rupture de film (voir la **Figure 146** c) ;
- La valeur du remplissage calculée pendant la sortie du piston est imposée comme condition à la limite pour la course d'entrée et inversement, la valeur de remplissage calculée pendant l'entrée du piston est imposée comme condition à la limite pour la course de sortie

- Le lubrifiant est toujours newtonien à viscosité dynamique constante et égale à 0.08Pa.s.

La **Figure 147** montre l'évolution de la force de frottement pendant plusieurs cycles d'entrée/sortie du piston. D'un cycle à l'autre, la valeur du remplissage imposée comme condition à la limite diminue et elle est accompagnée par une augmentation de la force de frottement, expliquée par l'augmentation du frottement générée par le contact entre les aspérités. On observe particulièrement une diminution très importante du remplissage pendant le premier cycle : d'une situation remplie à 100% on évolue à un remplissage de 0.65 μm après la première entrée et ensuite à 0.55 μm après la première sortie du piston. À partir du troisième cycle, la diminution du remplissage est plus faible (0.38 μm après la troisième sortie).

L'augmentation de la force de frottement avec la diminution de la valeur du remplissage peut être expliquée en analysant la **Figure 148** qui montre le champ de pression calculé pour différents remplissages. En effet, la diminution du lubrifiant présent à l'entrée du convergent conduit à une sous-alimentation de contact, et donc retarde la formation du champ de pression hydrodynamique. En conséquence, la portance hydrodynamique diminue ainsi que l'épaisseur du film (voir la Figure 149) ce qui conduit à l'augmentation du frottement visqueux. En même temps, la pression de contact augmente ce qui conduit à l'augmentation du frottement "sec".

Cependant, si le calcul est répété sur un nombre de cycles, encore plus important, on va complètement "vider" le contact et on tend vers une situation fortement sous-alimentée, accompagnée par une augmentation très importante de la force de frottement total. Du point de vue expérimental, cela n'a pas été observé car, très rapidement (après quelques cycles initiaux), la valeur de la force de frottement totale n'évolue plus d'un cycle à un autre (voir le chapitre II – paragraphe II.5).

En se basant encore sur l'observation expérimentale, on peut noter que pendant les fins de course, la bande de graisse déposée sur le cylindre (voir la figure 77 – chapitre II) vient alimenter le contact ce qui évite une perte totale de lubrification. On peut alors faire l'hypothèse qu'à partir d'une certaine valeur, la valeur de remplissage imposée comme condition à la limite ne peut plus diminuer.

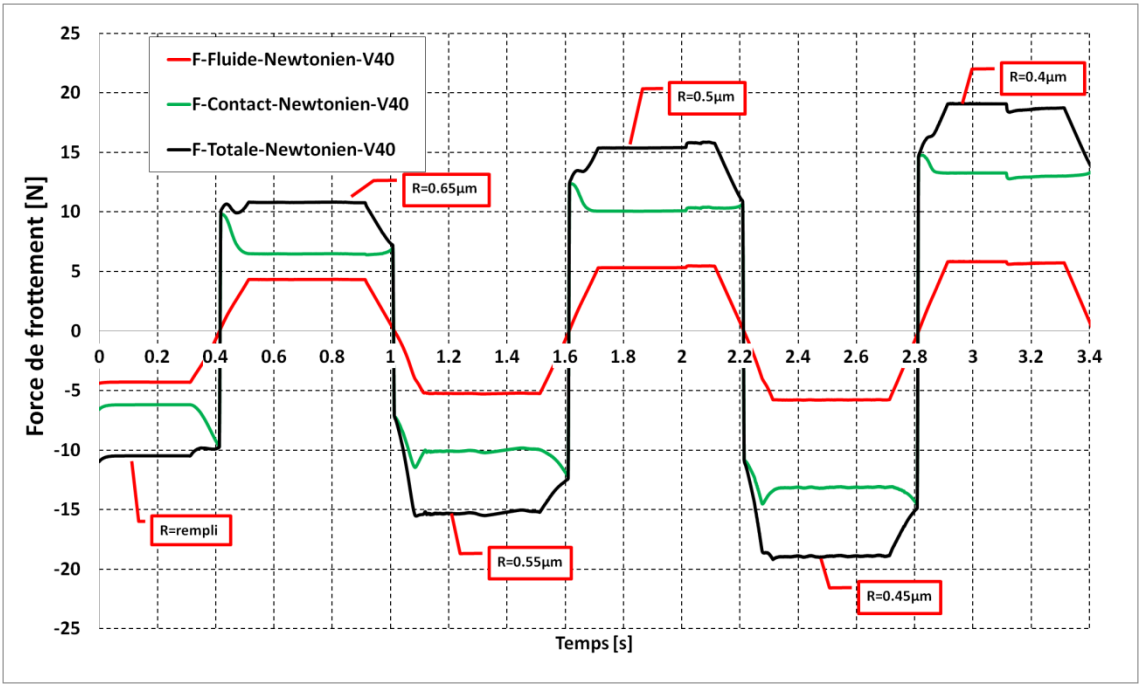


Figure 147 : Évolution de la force de frottement en fonction du temps

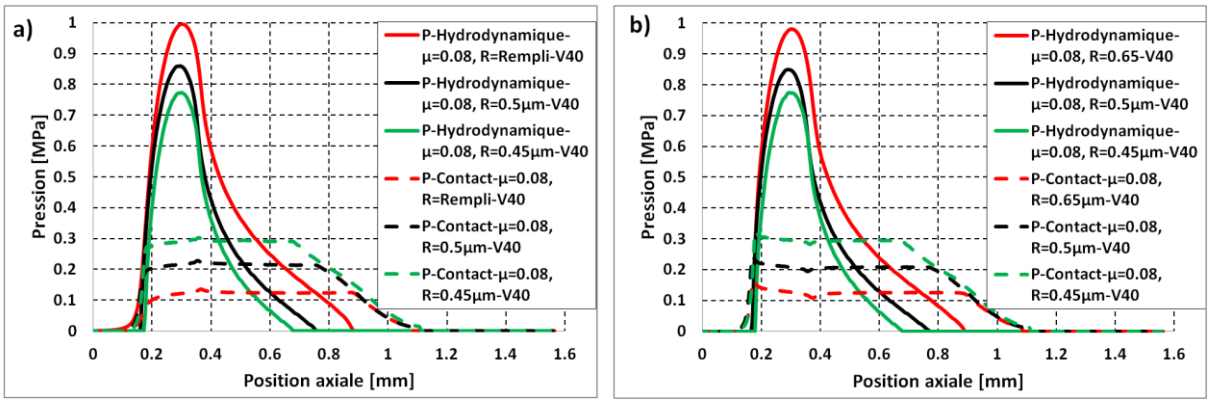


Figure 148 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour différents remplissages dans le cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

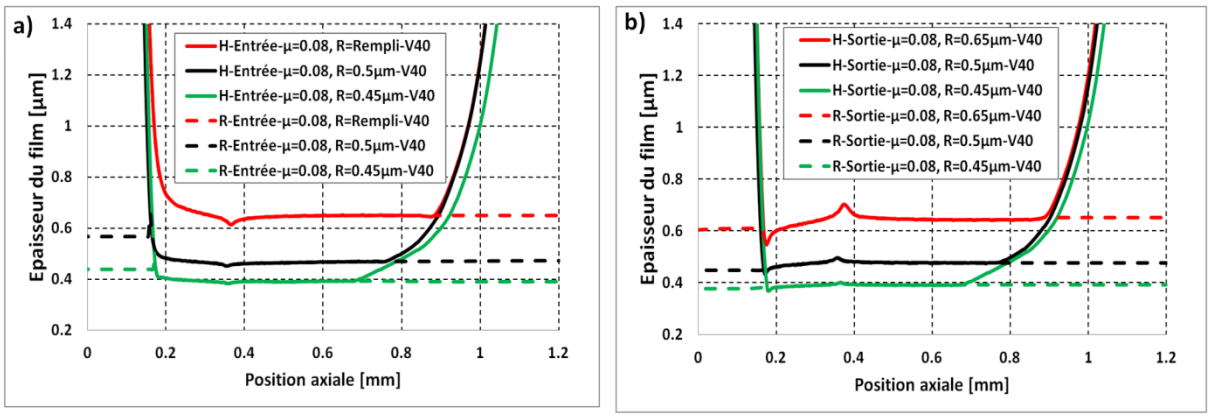


Figure 149 : Épaisseur du film et remplissage pour différents remplissages dans le cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

III.7.2.1.1 Influence de la viscosité et du remplissage sur le frottement

Suite aux calculs présentés dans le paragraphe précédent, on note que, pour obtenir des prédictions de la valeur de la force de frottement de même ordre que les mesures expérimentales, il faut appliquer une condition de sous-alimentation aux bords de la zone d'étanchéité. Cependant, la valeur du remplissage à imposer n'a pas pu être mesurée ou approximée expérimentalement. En conséquence, dans ce chapitre on va analyser l'influence de deux valeurs différentes du remplissage sur les prédictions de la force de frottement.

Par ailleurs, la valeur de la viscosité dynamique du lubrifiant n'est pas non plus connue. Donc, afin de comprendre son influence sur le comportement du joint, on a choisi de faire des simulations pour deux valeurs différentes de viscosité.

III.7.2.1.1 Vitesse de 40mm/s

Dans un premier temps, les calculs sont réalisés à une vitesse maximale de 40mm/s.

Effet de la viscosité

La Figure 150 présente une comparaison de la force de frottement calculée pour deux viscosités dynamiques différentes : 0.05 Pa.s et 0.08 Pa.s. Pour les deux cas, on impose un remplissage de 0.45 μm aussi bien en entrée qu'en sortie du piston. La Figure 150.a présente l'évolution de la force de frottement totale et de celle générée par le contact entre les aspérités. La Figure 150.b présente l'évolution de la force de frottement générée par le cisaillement visqueux.

On peut constater que l'augmentation de la viscosité dynamique conduit à une augmentation du frottement total. Cette augmentation est observée aussi bien pour l'entrée que pour la sortie du piston. Le frottement total est surtout généré par le contact entre les aspérités : dans le meilleur des cas, le frottement visqueux représente moins de 30% du frottement total. Il est intéressant de noter que la variation de la viscosité ne modifie pas le frottement généré par le contact pendant la sortie du piston. Pendant l'entrée, on note une petite diminution de ce type de frottement avec l'augmentation de la viscosité. Comme attendu, c'est surtout le frottement visqueux qui est influencé par l'augmentation de la viscosité et cette augmentation est proportionnelle à celle de la viscosité : une augmentation de 60% de la viscosité (de 0.05 à 0.08 Pa.s) conduit à une augmentation de presque 60% du cisaillement visqueux.

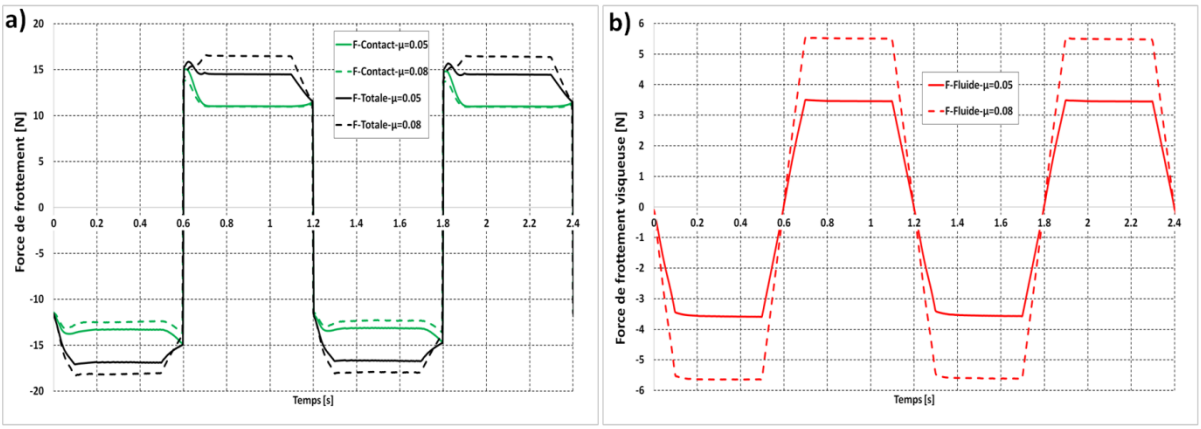


Figure 150 : Effet de la viscosité sur la force de frottement.

Afin de mieux comprendre les résultats présentés sur la **Figure 150**, la **Figure 151** et la **Figure 152** montrent les champs de pression de l'épaisseur du film pendant l'entrée et la sortie du piston.

Pour l'entrée (**Figure 151** a) on note que l'augmentation de la viscosité conduit à une légère augmentation de la pression hydrodynamique ainsi qu'une augmentation de l'épaisseur du film. En conséquence, la pression de contact diminue légèrement, ce qui explique la diminution du frottement généré par le contact.

Pour la sortie du piston (**Figure 151** b) on note une légère augmentation de la pression hydrodynamique maximale avec l'augmentation de la viscosité. Cependant, il y a aussi des zones où la pression hydrodynamique calculée avec une viscosité de 0.08 Pa.s est plus faible que celle calculée avec une viscosité de 0.05 Pa.s. En effet, l'intégrale du champ de pression hydrodynamique (la portance hydrodynamique) n'est pas vraiment influencée par l'augmentation de la viscosité et, en conséquence, l'épaisseur du film ainsi que la pression de contact ne sont pas non-plus influencées par le changement de la viscosité. L'augmentation de la force de frottement totale est simplement expliquée par l'augmentation du cisaillement visqueux générée par l'augmentation de la viscosité.

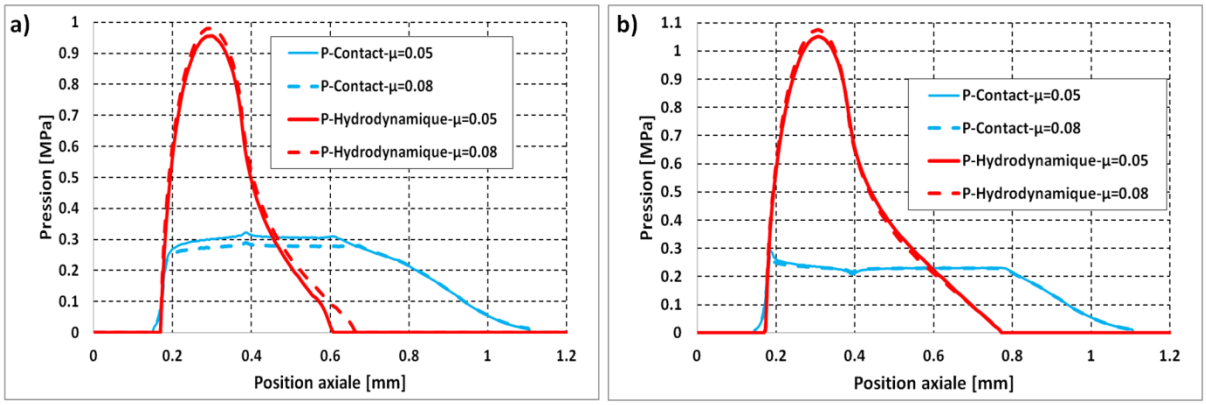


Figure 151 : Effet de la viscosité sur la pression hydrodynamique et la pression de contact dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

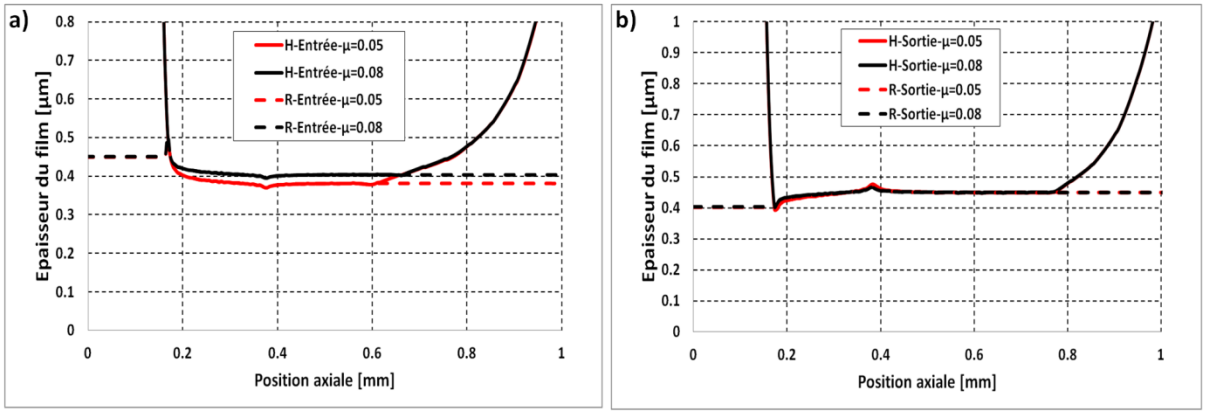


Figure 152 : Épaisseur du film et remplissage pour les deux viscosités dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

Il est important de noter qu'une augmentation de 60% de la viscosité dynamique n'a qu'une très faible influence sur la portance hydrodynamique et donc sur l'épaisseur du film. En effet, le principal paramètre qui contrôle l'épaisseur du film est la valeur du remplissage imposée sur les bords du domaine de calcul. Même si la viscosité (ou la vitesse – voir le paragraphe suivant) augmente de manière significative, l'épaisseur du film ne pourra pas augmenter au-delà de la valeur du remplissage imposée.

Effet du remplissage

En conséquence, il est intéressant de comprendre quelle est l'influence de la valeur du remplissage sur les prédictions numériques. La Figure 153 montre la variation de la force de frottement pour deux valeurs différentes du remplissage : 0.45µm et 0.5µm. La viscosité du fluide est de 0.08 Pa.s.

Les résultats montrent que l'augmentation du remplissage conduit à une diminution de la force de frottement totale ainsi que de la force de frottement générée par le contact entre les aspérités, aussi bien en entrée qu'en sortie du piston. Cela s'explique par une augmentation logique de l'épaisseur de film avec la valeur du remplissage (voir **Figure 155**). On note aussi que l'écart entre la force de frottement totale calculée pendant la sortie, comparée à la celle calculée pendant l'entrée se réduit lorsque le remplissage diminue.

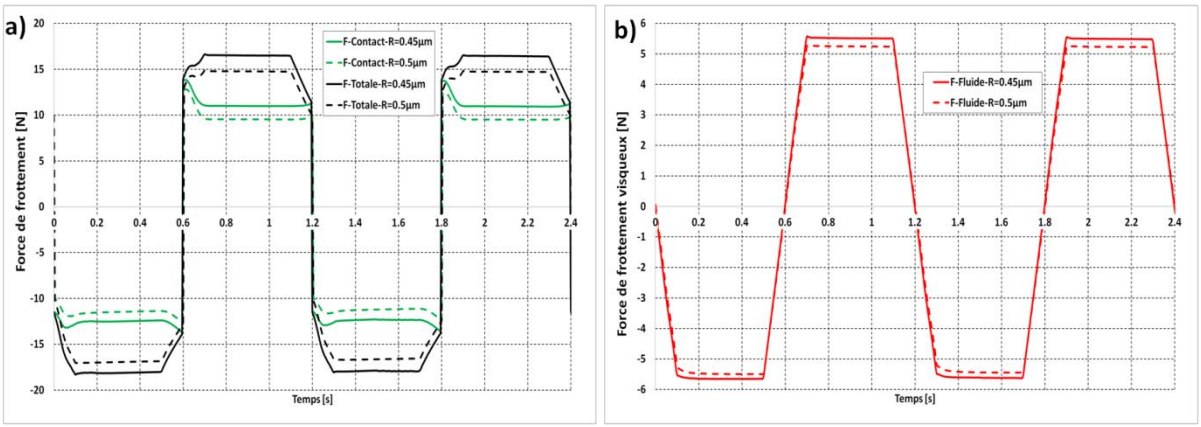


Figure 153 : Comparaison de la force de frottement dans le cas de remplissage différent

La **Figure 154** montre le champ de pression hydrodynamique ainsi que celui de pression de contact pour l'entrée et la sortie du piston. Il peut être surprenant de constater que, pour la valeur plus élevée du remplissage, la pression hydrodynamique est légèrement plus grande, même si l'épaisseur du film est plus grande aussi. En effet, plus de lubrifiant à l'entrée du contact conduit à un point de formation du film hydrodynamique plus en aval et aussi à une zone active (sous pression) plus étendue (voir aussi la **Figure 155**). Cela favorise la création d'une pression hydrodynamique plus élevée. Concernant la pression de contact, elle diminue logiquement avec l'augmentation de la valeur du remplissage car l'épaisseur du film augmente.

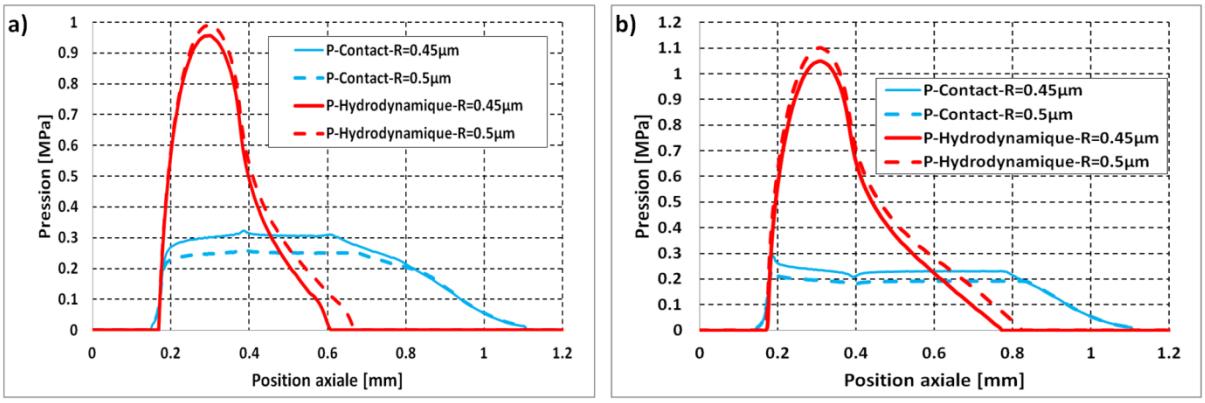


Figure 154 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour différents remplissages pour l'entrée (a) et la sortie (b) du piston.

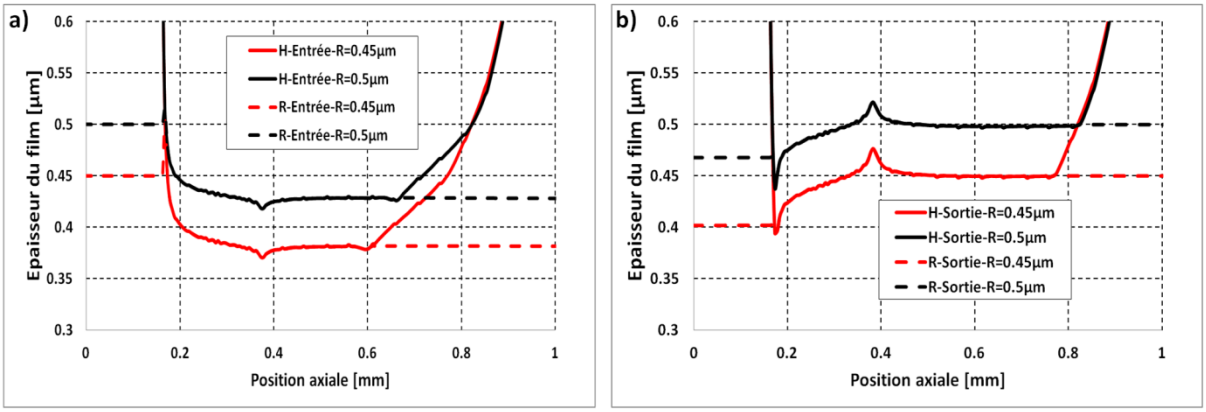


Figure 155 : Épaisseur du film et remplissage pour différents remplissages dans le cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

Les forces de frottement présentées avant sont maintenant comparées avec les mesures expérimentales obtenues dans les mêmes conditions. La **Figure 156** montre l'évolution de la force de frottement totale pour deux cycles d'entrée/sortie du piston. On peut constater que les prédictions numériques sous-évaluent les valeurs de la force de frottement. Dans le meilleur des cas (viscosité dynamique de 0.08 Pa.s et remplissage de 0.45 µm) les différences sont d'environ 28% pour l'entrée et d'environ 24% pour la sortie du piston.

Il faut souligner le fait que les prédictions numériques dépendent fortement de trois paramètres qui sont le coefficient de frottement (égal à 0.2 pour les simulations présentées), la viscosité du lubrifiant et la valeur du remplissage. Les valeurs de ces paramètres n'ont pas été mesurées expérimentalement et donc peuvent être différentes de celles utilisées lors des simulations. Pour prendre un exemple, si on impose une valeur de 0.29 au coefficient de frottement, la force de frottement totale prédite numériquement va être très proche de celle mesurée expérimentalement.

On considère donc que qualitativement, les comparaisons sont satisfaisantes. De plus, on peut noter que le modèle numérique prédit une force de frottement plus élevée à l'entrée du piston, ce qui est également observé expérimentalement.

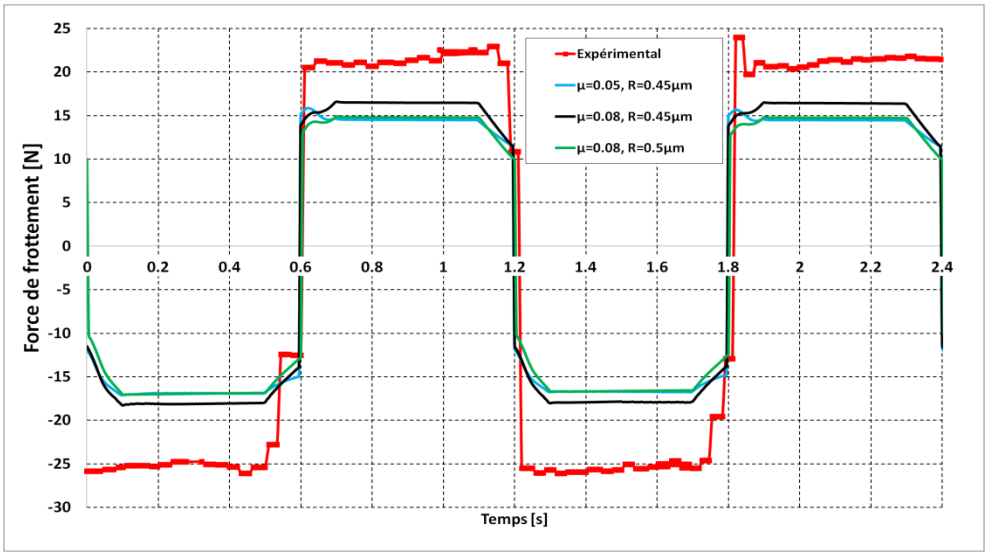


Figure 156 : Comparaison des résultats de simulation avec l'expérimentation

III.7.2.1.2 Vitesse 100mm/s

De nouvelles simulations numériques accompagnées de comparaisons avec les mesures expérimentales sont réalisées pour une vitesse de 100 mm/s. Expérimentalement nous observons une augmentation de la force de frottement avec la vitesse du piston. Le but de cette partie est donc de voir si le modèle numérique prévoit aussi cette augmentation.

Le premier résultat présenté sur la Figure 157 montre une comparaison de la force de frottement calculée pour 40 mm/s et 100 mm/s. On ne considère ici que la viscosité à une valeur de 0.08 Pa.s et le remplissage imposé sur les bords du domaine de calcul soit, de 0.45 μm.

On constate une augmentation significative du frottement total pour les deux directions de mouvement. Cette augmentation est essentiellement due à l'augmentation du frottement visqueux, car le frottement généré par le contact entre les aspérités est légèrement plus faible pendant l'entrée et presque le même pendant la sortie. En effet, on note qu'une augmentation de 150 % de la vitesse génère une augmentation de 150 % de la force de frottement visqueuse. Cela conduit à une augmentation de la force de frottement totale de 20% en entrée et de 25% en sortie du piston.

La Figure 158 montre les champs de pression correspondant aux deux conditions de fonctionnement. On note que la pression hydrodynamique est très faiblement influencée par l'augmentation de la vitesse et cela pour les deux directions du mouvement. Les épaisseurs de film, représentées sur la Figure 159 montrent aussi de très faibles variations avec la vitesse de translation. À nouveau, on constate que les paramètres de contact lubrifié sont contrôlés par la valeur du remplissage qui impose pratiquement la valeur de l'épaisseur de film. Même si elle reste faible, l'influence de la vitesse peut être vue seulement pendant la course d'entrée du piston :

légère diminution de la pression de contact et augmentation de l'épaisseur du film avec l'augmentation de la vitesse.

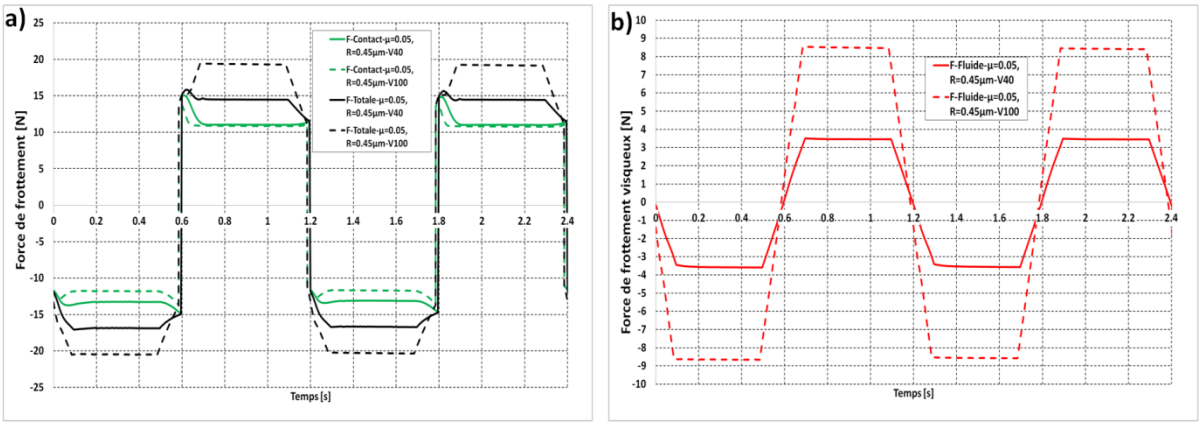


Figure 157 : Effet de la vitesse sur la force de frottement

La faible diminution de la force de frottement de contact en entrée s'explique par une faible augmentation de la pression hydrodynamique (Figure 158.a) ce qui fait augmenter la portance hydrodynamique et soulève le joint (Figure 159.a) et conduit à la diminution de la pression de contact (Figure 158.a). Pendant la sortie, la pression hydrodynamique et de contact (Figure 158.b) ainsi que l'épaisseur du film (Figure 159.b) ne varient pas, ce qui explique pourquoi la force de frottement de contact en sortie reste quasiment la même pour les deux vitesses.

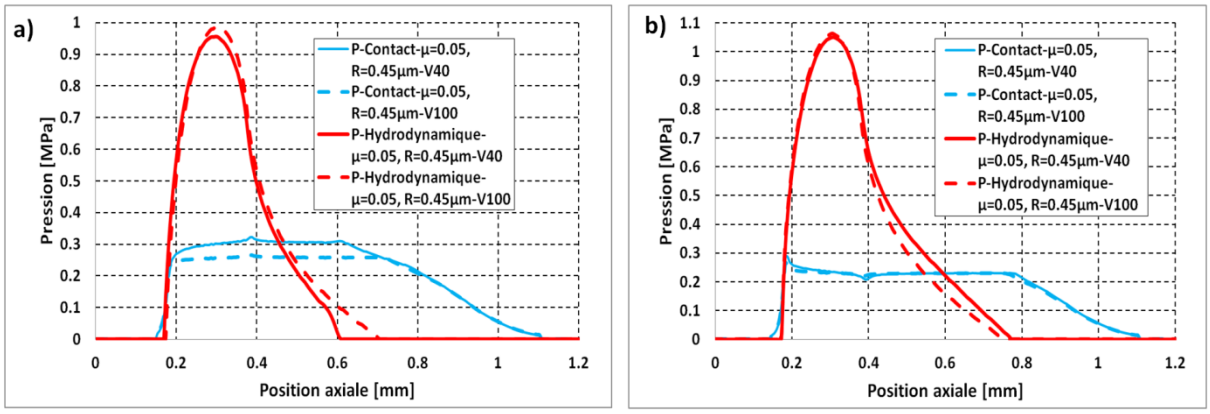


Figure 158 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour les vitesses 40 et 100mm/s dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

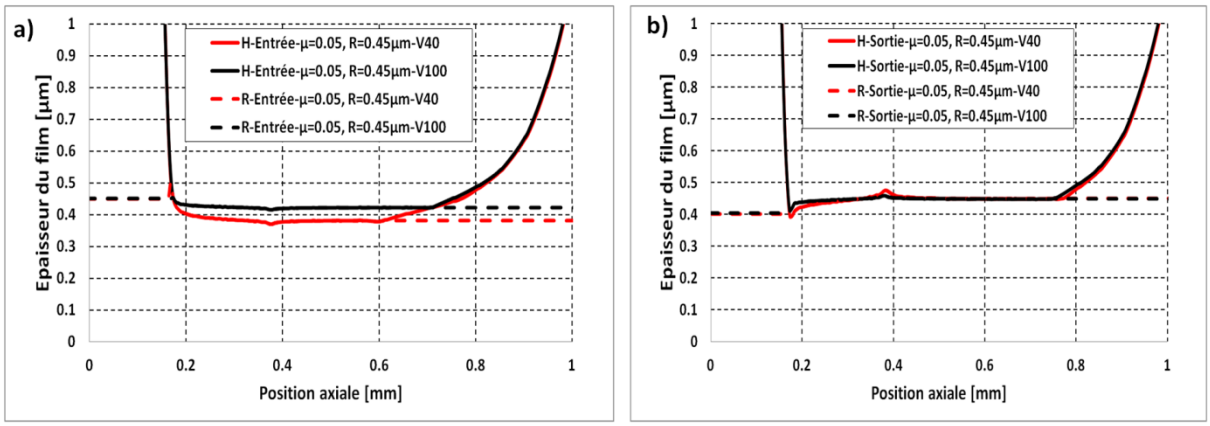


Figure 159 : Épaisseur du film et remplissage pour les vitesses 40 et 100 mm/s dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

Comparaison numérique et expérimentale

La Figure 160 montre la comparaison des forces de frottement mesurées expérimentalement avec celles prédites par le modèle numérique. Les résultats numériques sont obtenus pour deux viscosités différentes : 0.05 Pa.s et 0.08 Pa.s et un remplissage de 0.45 μm. Globalement, il y a une très bonne concordance entre les prédictions et les mesures. La force de frottement obtenue pour une viscosité plus élevée est plus proche de celle mesurée expérimentalement. En effet, comme on peut le voir sur la Figure 161 et la Figure 162, la variation de la viscosité a une très faible influence sur les champs de pression et d'épaisseur de film. L'augmentation du frottement total s'explique uniquement par l'augmentation du frottement visqueux généré par l'augmentation de la viscosité.

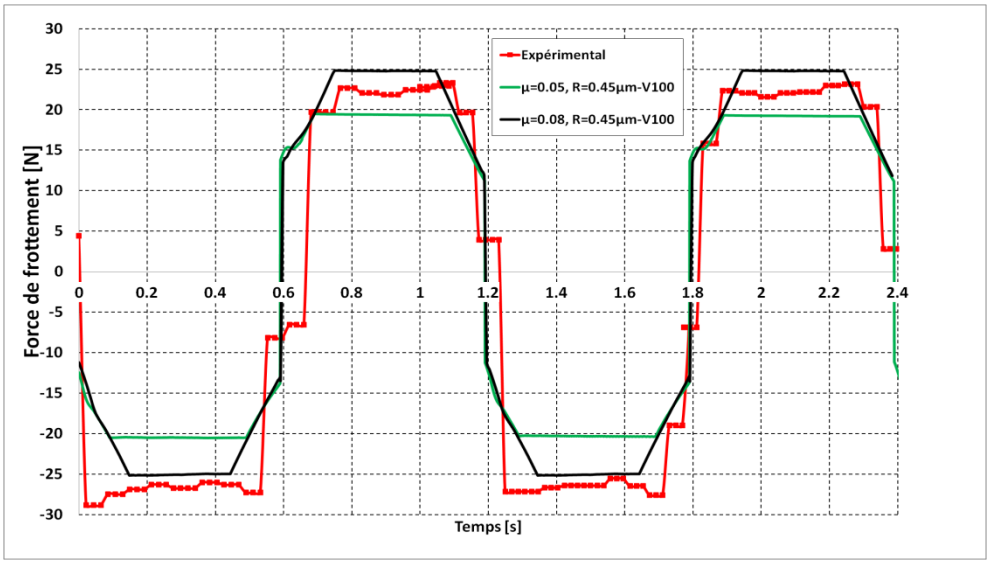


Figure 160 : Comparaison de la force de frottement entre les résultats numériques et expérimentaux

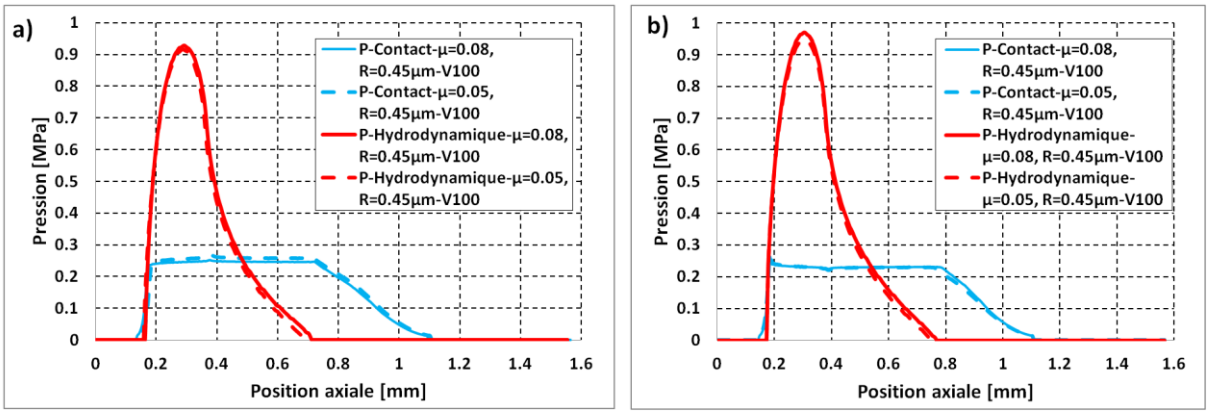


Figure 161 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour deux viscosités dans les cas d'entrée (a) et de sortie (b) du piston.

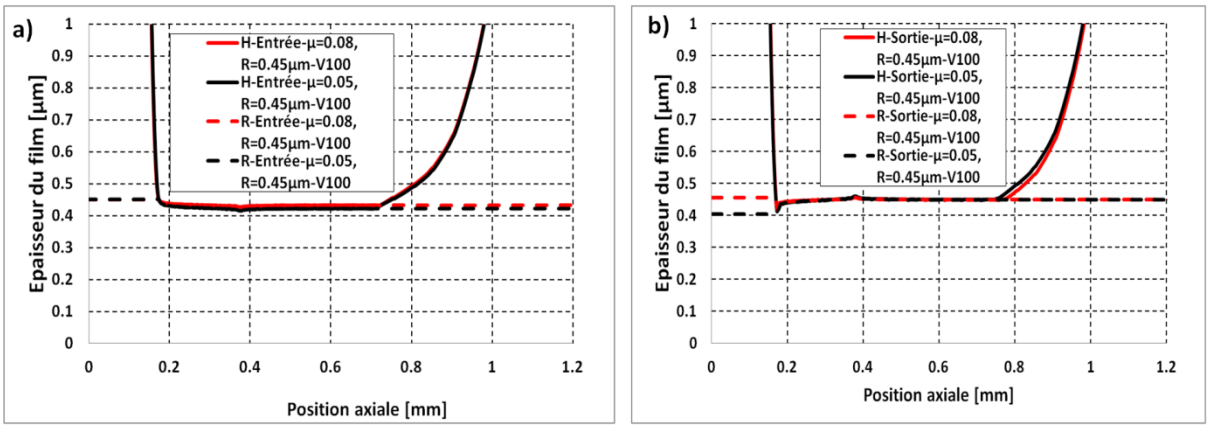


Figure 162 : Épaisseur du film pour les viscosités 0.05Pa.s et 0.08Pa.s dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

On montre donc que le modèle numérique peut expliquer l'augmentation de la force de frottement avec la vitesse. Les valeurs du frottement à 100 mm/s sont d'ailleurs assez proches des mesures expérimentales. Il faut toujours rappeler que les prédictions dépendent fortement du coefficient de frottement, de la viscosité et du remplissage imposé à l'entrée du contact. Les valeurs choisies pour ces trois paramètres sont les mêmes que celles utilisées pour une vitesse du piston de 40 mm/s.

Si on reprend le même exemple d'une augmentation du coefficient de frottement à 0.29, (qui était plus appropriée pour la comparaison présentée dans le paragraphe précédent) le frottement global prédit à 100 mm/s sera largement supérieur à celui mesuré expérimentalement. Cependant, une augmentation de la valeur du remplissage utilisée comme condition à la limite va avoir l'effet contraire : elle va diminuer le frottement global. Utiliser donc une valeur du remplissage plus grande à 100 mm/s n'est pas illogique car on peut supposer que la quantité de lubrifiant déposée sur le cylindre, lors des premiers cycles, augmente aussi avec la vitesse de translation imposée au piston.

Pour conclure la présentation des résultats obtenus avec une pression de service nulle, on peut affirmer que, du point de vue qualitatif, le modèle décrit correctement la réalité. Cependant, on doit aussi souligner le fait que les prédictions numériques sont très sensibles aux valeurs de la quantité de fluide présente sur le cylindre, de la viscosité du fluide ainsi que du coefficient de frottement sec joint/cylindre.

III.7.2.2 Simulation pour une pression pneumatique de 1bar

Le fonctionnement d'un cylindre pneumatique avec une pression de service nulle n'est pas un cas qui peut être rencontré dans les applications industrielles. Il a été utilisé seulement pour comprendre l'influence des différents paramètres qui jouent un rôle important dans la lubrification du joint.

Dans ce paragraphe on étudie le comportement du joint pour une pression de service de 1 bar. L'application de cette pression a une influence sur la géométrie de la zone d'étanchéité. La Figure 163 présente la pression de contact et l'épaisseur du film avant et après l'application de la pression. On note que la pression maximale ainsi que l'épaisseur minimale restent quasiment les mêmes. En même temps, la largeur de la zone d'étanchéité augmente sensiblement : si cette zone est définie comme la largeur du joint pour laquelle la pression de contact n'est pas nulle, on peut calculer une augmentation d'environ 50%.

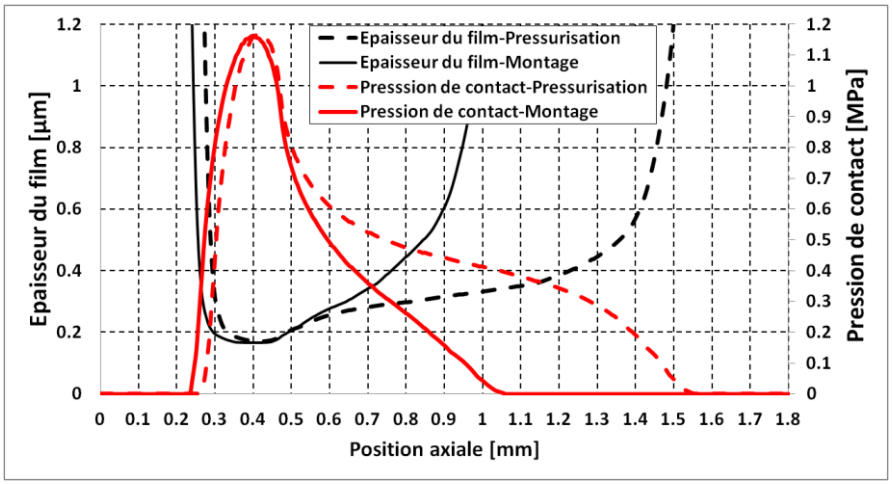


Figure 163 : Pression de contact et épaisseur du film lors du montage et de la pressurisation du joint

Suite aux observations expérimentales présentées dans le chapitre II, on note qu'en présence d'une pression de service, une bande de graisse est toujours présente à l'entrée de contact : cette bande "suit" le joint aussi bien pour un mouvement d'entrée que pour un mouvement de sortie du piston. Cependant, de l'autre côté de la zone d'étanchéité, comme la pression est égale à la pression atmosphérique, le contact est toujours sous-alimenté.

Ainsi, pour la modélisation numérique on va appliquer, côté pression de service, une alimentation en film complet. Cette condition va influencer les calculs durant la course d'entrée. Pour la course de sortie, on va imposer toujours une condition de sous-alimentation, avec une valeur du remplissage calculée durant la course d'entrée.

III.7.2.3.1 Vitesse 40mm/s

Les premières simulations sont réalisées à une vitesse maximale de 40 mm/s. On va considérer que pendant la course d'entrée le joint est lubrifié avec un fluide à comportement non-newtonien (graisse). Cependant, pour la course de sortie on suppose une alimentation du contact avec un fluide newtonien de viscosité dynamique égale à 0.05 Pa.s. Cela implique que le lubrifiant déposé sur le cylindre et qui sert à alimenter le contact durant la sortie du piston est un fluide newtonien (huile de base) avec une viscosité constante.

La Figure 164 montre la variation du frottement calculée pendant deux cycles d'entrée/sortie. On note que la force de frottement totale est largement supérieure durant l'entrée du piston. Cette différence s'explique par un frottement visqueux très important pendant le mouvement d'entrée. Le frottement généré par le contact est d'ailleurs légèrement plus élevé durant la sortie du piston.

Il est aussi intéressant de noter que si pendant l'entrée la plupart du frottement est générée par le cisaillement visqueux, pendant la sortie, c'est le frottement généré par le contact qui est plus important.

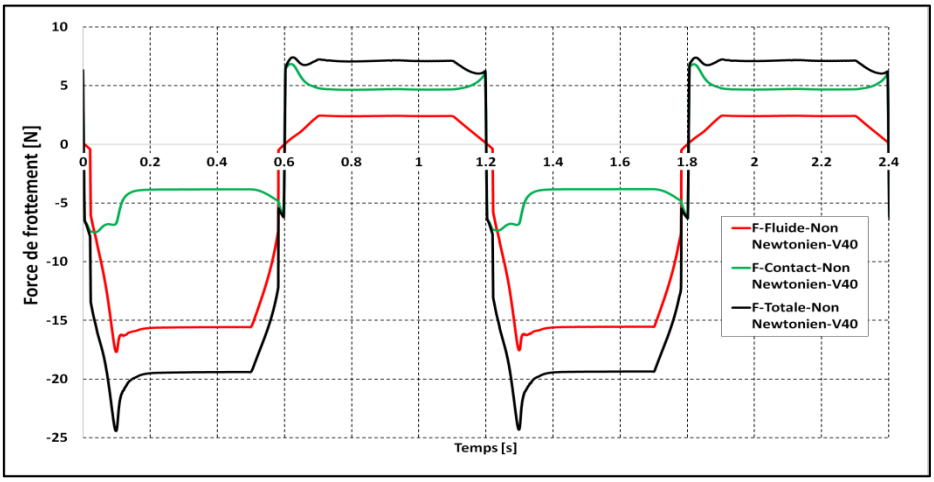


Figure 164 : Force de frottement pour une combinaison de fluide non newtonien en entrée et newtonien en sortie.

Comme on peut le noter sur la Figure 165 a), les champs de pression hydrodynamique ne sont pas très différents entre l'entrée et la sortie du piston. Cependant, une différence non négligeable est observée pour les champs de pression de contact. C'est d'ailleurs ce qui explique les différences de frottements générés par le contact, représentés sur la Figure 164. Les épaisseurs de

film sont représentées sur la Figure 166. On remarque des valeurs plus importantes pour l'entrée du piston.

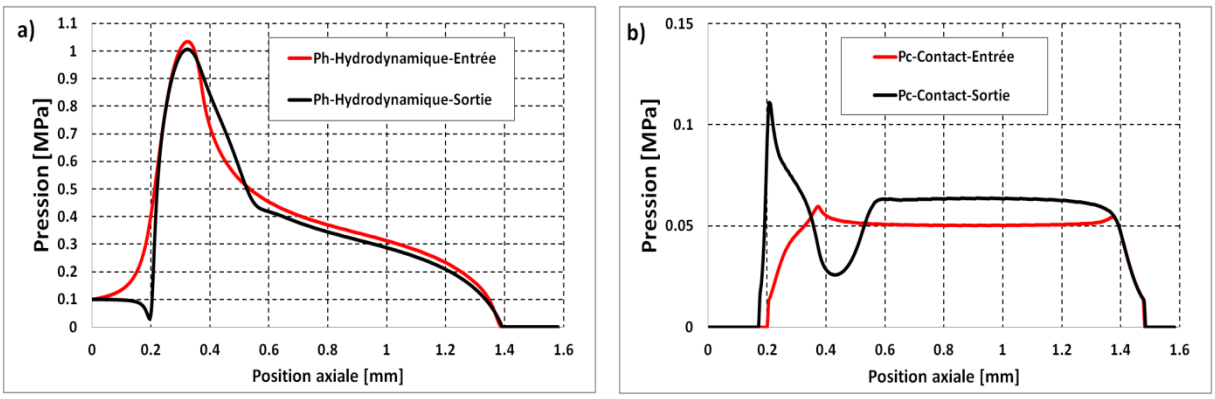


Figure 165 : Pression hydrodynamique (a)et pression de contact (b) pour le cas d'un fluide non newtonien en entrée et newtonien en sortie

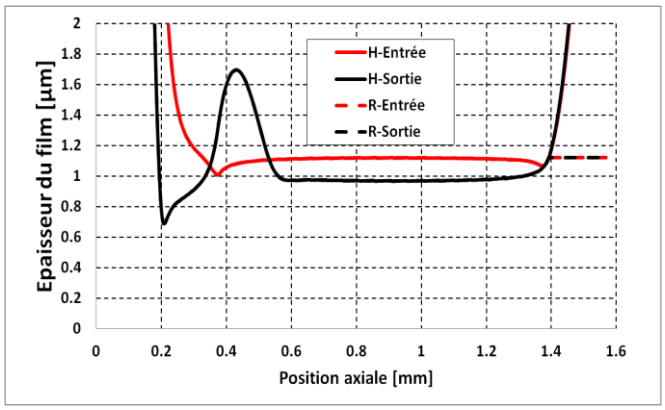


Figure 166 : Épaisseur du film et remplissage dans les cas entrée et sortie du piston.

La comparaison avec les résultats expérimentaux (voir la Figure 170) montre que les prédictions numériques présentées ci-dessus sous-estiment largement le frottement. En effet, pour l'entrée du piston, la viscosité apparente du lubrifiant est relativement importante ce qui conduit à une portance hydrodynamique capable de soulever le joint jusqu'à des épaisseurs de l'ordre du micromètre. À ce niveau d'épaisseur, les pressions de contact sont relativement faibles et le frottement est dominé par la composante visqueuse. Pour la sortie, l'épaisseur de film est contrôlée par le remplissage imposé en entrée de contact et calculé lors de l'entrée du piston. C'est la raison qui fait que les épaisseurs représentées sur la Figure 166 ne sont pas très différentes. Mais, comme le lubrifiant a une viscosité plus faible, le frottement total est réduit drastiquement. Ce résultat est en contradiction avec les mesures expérimentales qui montrent peu de différences entre les deux directions de mouvement (avec un frottement légèrement supérieur pendant l'entrée).

Afin de chercher une explication aux résultats expérimentaux, nous faisons par la suite l'hypothèse d'une lubrification de la zone d'étanchéité par un fluide newtonien de viscosité

constante (même hypothèse faite lors des simulations effectuées avec une pression de service nulle). Cependant, à cause de la présence de la graisse, nous considérons toujours que pendant l'entrée du piston, l'alimentation est réalisée en film complet quand, pendant la sortie, le contact est seulement alimenté par la quantité du fluide déposé sur le cylindre durant l'entrée. Deux viscosités différentes de 0.05Pa.s et 0.08 Pa.s seront utilisées.

Comme on peut le constater sur la Figure 167, le frottement total est du même ordre de grandeur pour les deux directions de mouvement et diminue avec l'augmentation de la viscosité. On note que la force de frottement générée par le contact entre les aspérités diminue d'environ 25% pour les deux directions du mouvement lorsque la viscosité est augmentée de 60%. La force de frottement visqueuse augmente de 30% lorsque la viscosité est augmentée de 60%.

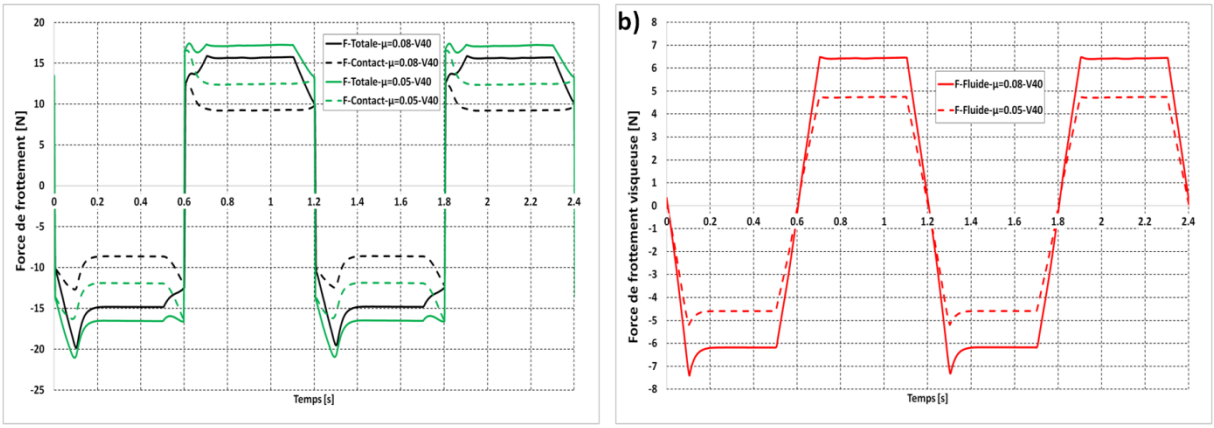


Figure 167 : Comparaison de la force de frottement pour deux viscosités différentes

L'analyse des champs de pression représentés sur la **Figure 168** montre que pour les deux directions de mouvement l'augmentation de la viscosité conduit à une augmentation de la portance hydrodynamique qui se traduit par une augmentation de l'épaisseur (voir la **Figure 169**) et par une diminution de la pression de contact.

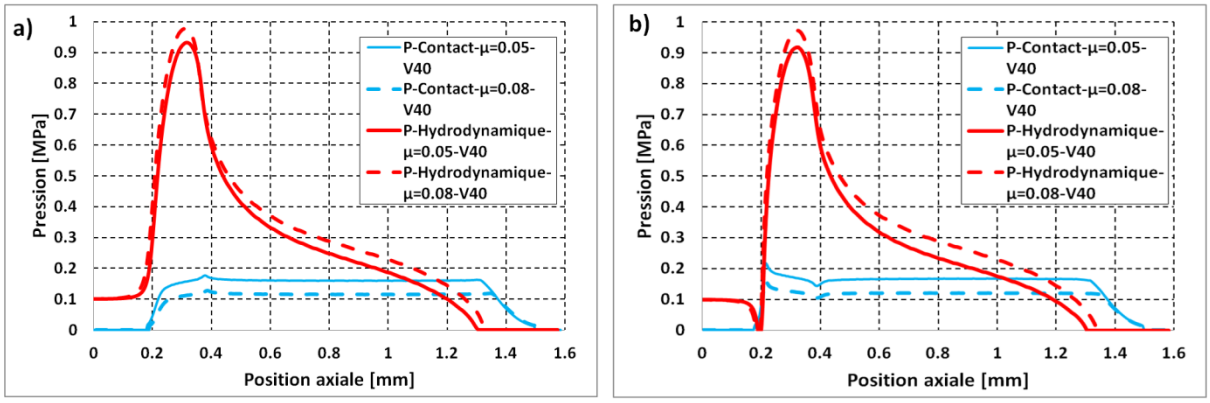


Figure 168 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour deux viscosités dans les cas d'entrée (a) et de sortie (b) du piston.

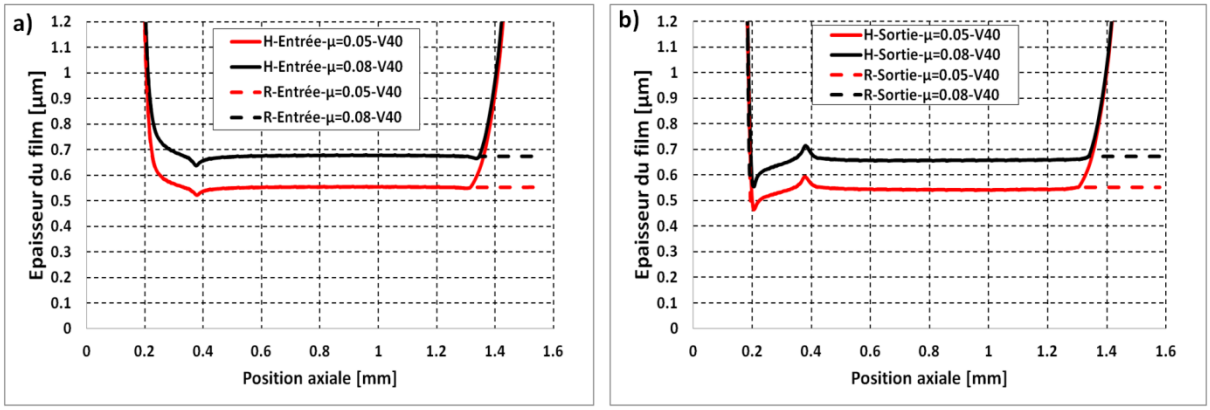


Figure 169 : Épaisseur du film et remplissage pour les viscosités 0.05Pa.s et 0.08Pa.s dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

Une comparaison des forces de frottement mesurées expérimentalement avec les prédictions numériques est faite sur Figure 170. Pour tous les cas, les valeurs expérimentales sont plus élevées que les prédictions numériques. Les différences sont relativement importantes, ce qui peut mettre en doute la validité de la modélisation numérique ou, surtout, les données d'entrée utilisées lors des calculs.

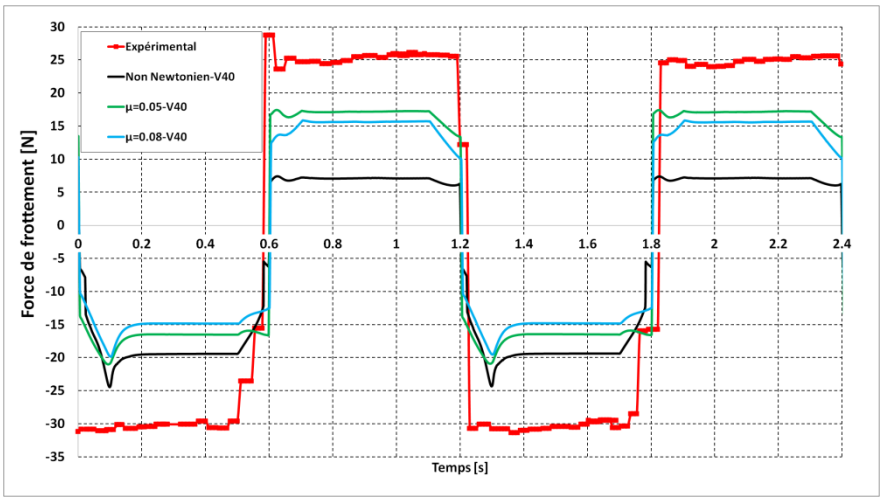


Figure 170 : Comparaison de la force de frottement entre la simulation et l'expérimentation

III.7.2.3.2 Vitesse 100mm/s

Une deuxième série de calculs est effectuée pour une vitesse maximale de 100 mm/s. Comme précédemment, les premières simulations sont réalisées en supposant, pour la course d'entrée, une lubrification avec un fluide non-newtonien. La Figure 171 montre une comparaison du frottement avec les résultats obtenus à 40 mm/s. La Figure 172 et la Figure 173 montrent les champs de pression et d'épaisseur de film correspondants.

La modification de la vitesse n'a qu'une faible influence sur les valeurs du frottement total. Encore plus important et contrairement aux mesures expérimentales (Figure 174), l'augmentation

de la vitesse conduit à une diminution de la force de frottement. Elle s'explique par l'augmentation des effets hydrodynamiques avec la vitesse, conduisant à des épaisseurs de film plus importantes (Figure 173) et la diminution drastique de la pression de contact (Figure 172).

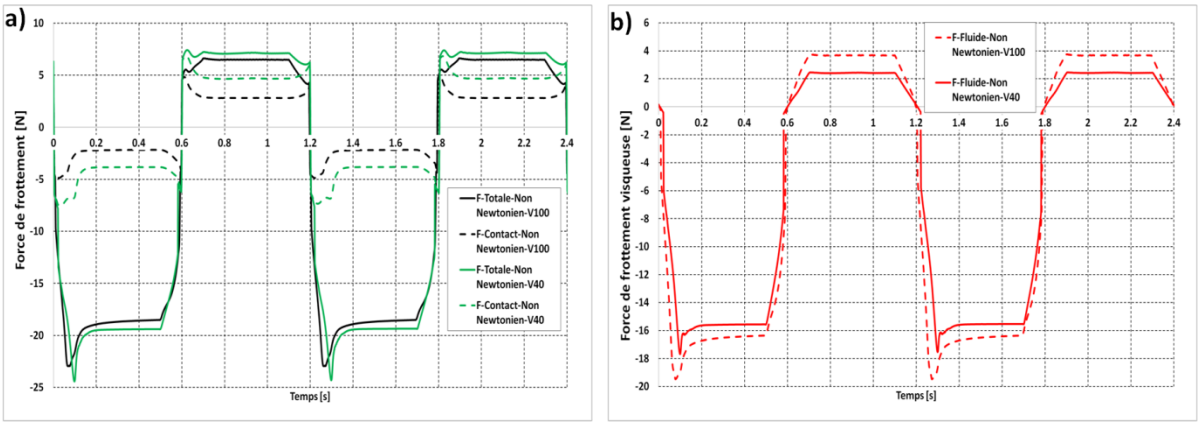


Figure 171 : Effet de vitesse sur la force de frottement

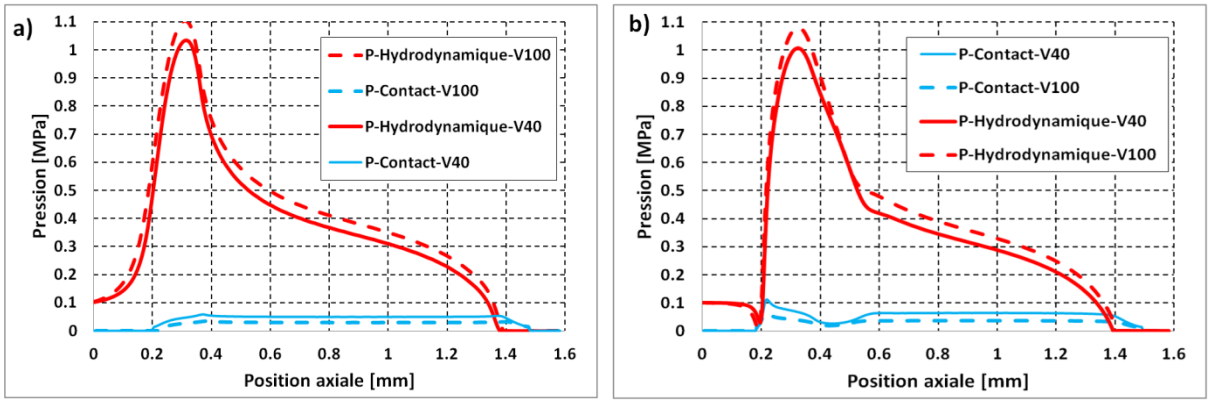


Figure 172 : Pression hydrodynamique et pression de contact pour les vitesses 100 et 40 mm/s dans les cas d'entrée (a) et de sortie (b) du piston.

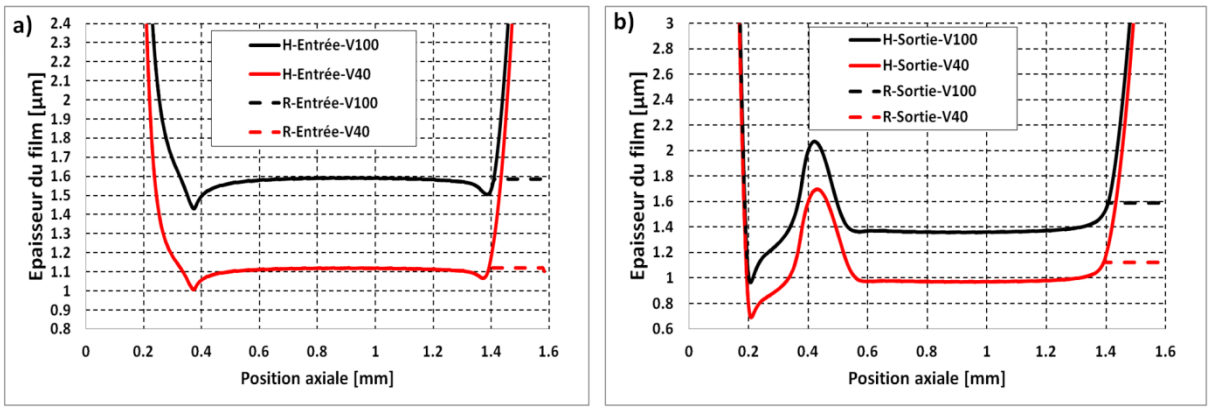


Figure 173 : Épaisseur du film et remplissage pour les deux vitesses dans les cas entrée (a) et sortie (b) du piston.

Une deuxième série de calculs est réalisée en considérant un comportement newtonien du lubrifiant. Comme à 40 mm/s, deux viscosités différentes sont utilisées (0.05 Pa.s et 0.08 Pa.s).

La Figure 174 présente la comparaison des forces de frottement mesurées expérimentalement avec les prédictions numériques à 100 mm/s. Expérimentalement et par rapport à une vitesse de 40 mm/s, le frottement augmente de manière importante. Cependant, le modèle numérique prédit des frottements plus faibles à 100mm/s ce qui fait que les erreurs par rapport à l'expérimental sont encore plus importantes. On peut donc en conclure qu'en utilisant les hypothèses présentées dans ce paragraphe, on ne peut pas prédire correctement les paramètres de fonctionnement du joint pneumatique étudié.

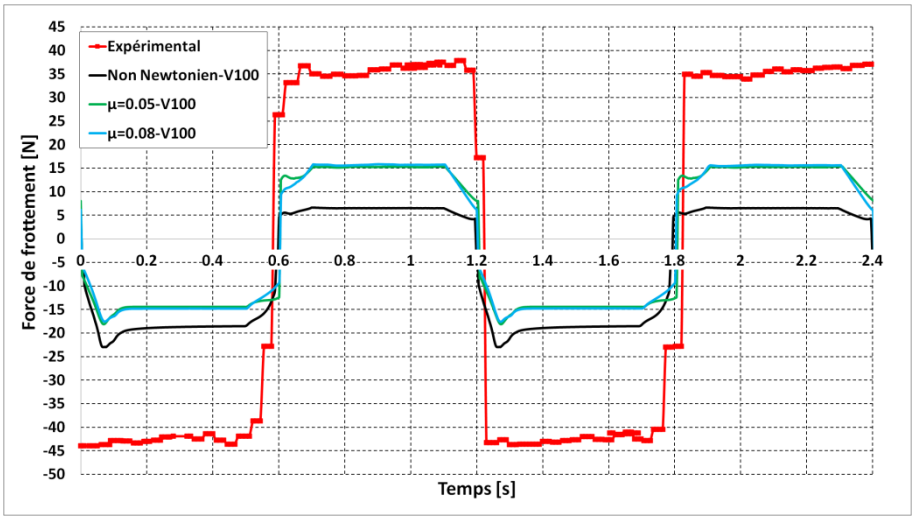


Figure 174 : Comparaison de la force de frottement entre la simulation et l'expérimentation

III.7.2.3.3 Comparaison numérique et expérimentale sous remplissage imposé

Comme on pourra le voir dans ce paragraphe, une hypothèse qui nous permettra d'expliquer les différences entre les résultats expérimentaux et les prédictions numériques est de considérer que le contact est sous-alimenté aussi bien pendant l'entrée que la sortie du piston. Même si l'observation expérimentale montre, dans la zone pressurisée, la présence de la graisse en entrée de contact, on suppose que, durant les premiers cycles, le fluide de base fuit cette zone en alimentant la zone d'étanchéité et en se déposant sur la tige. Ainsi, la quantité de fluide présente à l'entrée n'est pas suffisante pour imposer numériquement une condition de film complet. Par ailleurs, comme pour le cas d'un fonctionnement sans pression de service, on peut aussi supposer que pendant les fins de courses, la bande de graisse déposée sur le cylindre vient alimenter le contact, ce qui évite une perte totale de lubrification.

Ainsi, des résultats numériques sont obtenus pour une valeur de remplissage imposée à 0.45 μm et pour deux valeurs de la viscosité dynamique : 0.05 Pa.s et 0.08 Pa.s. Les calculs sont

réalisés pour une vitesse de 40mm/s et une vitesse de 100mm/s. La Figure 175 et la Figure 176 montrent les comparaisons en termes de frottement, entre les résultats expérimentaux et numériques. À 40 mm/s, les deux valeurs de la viscosité conduisent à une très bonne concordance avec les mesures expérimentales. En entrée de piston, les prédictions numériques sous-estiment légèrement la force de frottement quand en sortie elles la surestiment. Cette différence est encore plus visible pour une vitesse de 100 mm/s. En effet, si les prédictions numériques conduisent à la même valeur du frottement entre l'entrée et la sortie, les résultats expérimentaux montrent un frottement plus important lors de l'entrée du piston. Cette différence peut trouver une explication dans le fait que numériquement on impose la même valeur du remplissage aux deux extrémités du domaine de calcul quand expérimentalement, la présence de la graisse côté pressurisé, peut conduire à des valeurs différentes.

En conclusion, comme pour le cas non-pressurisé, le modèle numérique approche les résultats expérimentaux en termes de frottement et prédit une augmentation du frottement avec la vitesse seulement si une condition de sous-alimentation est utilisée.

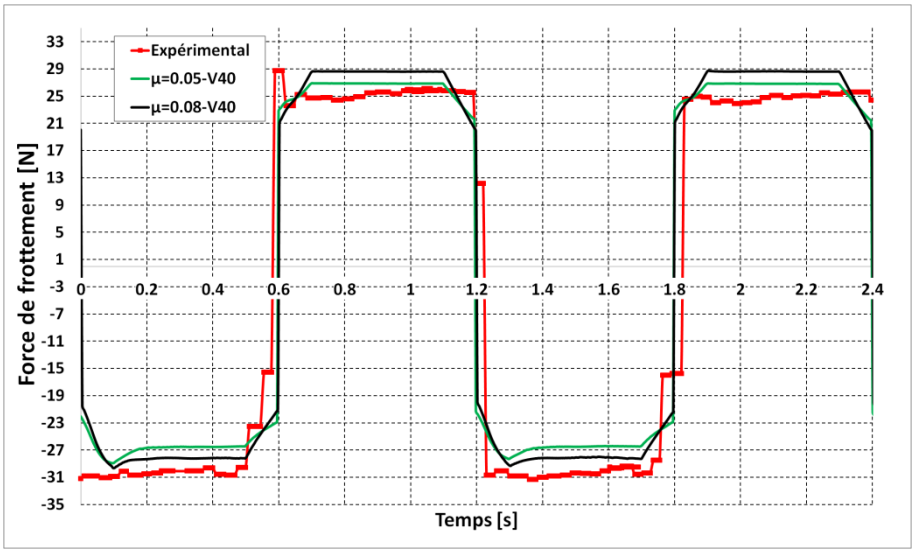


Figure 175 : Comparaison de la force de frottement entre la simulation et l'expérimentation dans le cas d'un remplissage imposé

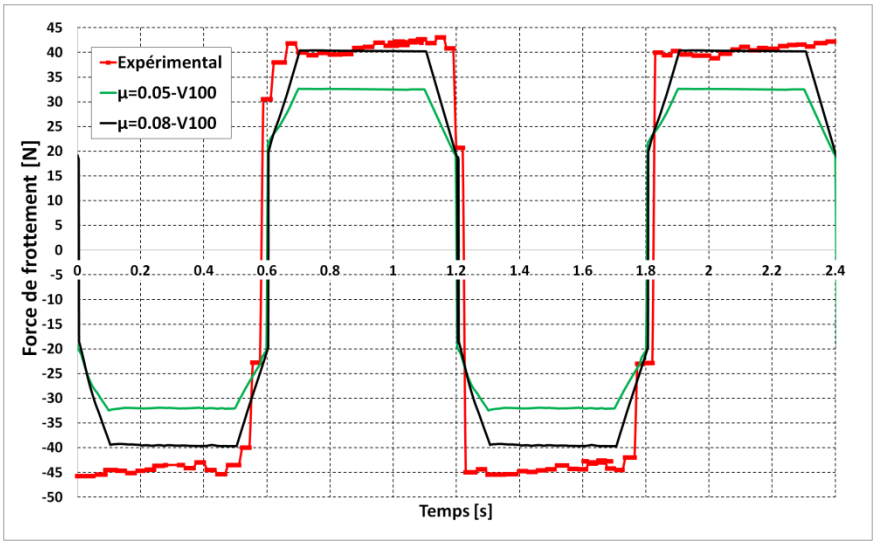


Figure 176 : Comparaison de la force de frottement entre la simulation et l'expérimentation dans le cas d'un remplissage imposé.

III.8 Conclusion

La première partie de ce chapitre nous a permis de faire une présentation détaillée du modèle numérique développé. Il est basé sur un couplage structure-film mince, réalisé à l'aide d'un logiciel commercial (Abaqus) permettant l'écriture des éléments propres à l'utilisateur. Ainsi, les capabilités d'Abaqus en termes de modélisation non-linéaire ont été exploitées pour créer un modèle de lubrification ElastoHydroDynamique transitoire avec prise en compte de comportement hyper-élastique du matériau du joint. De plus, le modèle permet la prise en compte des conditions de lubrification mixte et des modèles rhéologiques non-newtoniens.

Une première validation a été effectuée à travers une comparaison avec une étude numérique d'un joint hydraulique présenté dans la littérature.

La dernière partie de ce chapitre a été consacrée à la modélisation du comportement d'un joint pneumatique qui a fait le sujet des investigations expérimentales présentées dans le chapitre précédent. Le but était double : d'une part la validation du modèle et, d'autre part, la compréhension du fonctionnement du joint.

Nous avons pu montrer que le modèle développé peut prédire correctement le frottement généré par le joint. Cependant, les prédictions numériques sont fortement dépendantes de trois paramètres : la viscosité de l'huile de base ou plus généralement la rhéologie du lubrifiant à très faible épaisseur de film, la condition d'alimentation de la zone d'étanchéité et le coefficient de frottement utilisé pour prédire le frottement généré par le contact entre les aspérités. Il est important de souligner le fait que seulement une condition de sous-alimentation peut conduire aux mêmes niveaux de frottement mesurés expérimentalement et aussi prédire une augmentation du frottement avec la vitesse de translation.

Conclusions générales

Les travaux présentés dans cette thèse portent sur le comportement des joints pneumatiques lubrifiés avec de la graisse. Ce manuscrit est structuré en trois parties : une étude bibliographique, une étude expérimentale et une étude numérique.

Dans la première partie de ce rapport de thèse, l'analyse bibliographique a permis de situer notre travail de recherche par rapport à des études antérieures. Concernant les études expérimentales dédiées à l'analyse des joints en translation, on peut noter que les mesures des différents paramètres s'avèrent très délicates, compte tenu de la faible épaisseur du film lubrifiant, de la sensibilité des méthodes de mesure, etc. Toutefois, les principales caractéristiques des joints (épaisseur de film, pression de contact, fuite, force de frottement) ont été déterminées. La partie numérique de l'analyse bibliographique résume l'ensemble des avancées réalisées dans le développement de la modélisation numérique de la lubrification des joints en élastomère. Elle montre l'existence de deux approches pour la modélisation de l'écoulement dans les joints, toutes les deux basées sur la résolution de l'équation de Reynolds. La première approche, appelée méthode inverse, permet de calculer l'épaisseur du film en supposant l'égalité entre la pression hydrodynamique générée pendant le fonctionnement et la pression de contact calculée ou mesurée pendant l'assemblage du joint. La seconde approche, appelée méthode directe, permet d'obtenir la pression en fonction de l'épaisseur du film.

La lubrification des joints pneumatiques modernes est assurée par la graisse, fluide au comportement non-newtonien qui peut être décrit par une variété de lois rhéologiques. Cependant, la validité des modèles rhéologiques habituellement utilisés pour décrire le comportement des graisses est remise en question dans le cas des épaisseurs de film très faibles spécifiques aux joints pneumatiques. Les différentes hypothèses sur la nature du lubrifiant et le mode d'alimentation ont été prises en compte dans la partie numérique, afin d'évaluer leurs effets sur les caractéristiques d'étanchéité.

Dans la partie expérimentale nous avons développé un banc d'essai original qui permet de quantifier les caractéristiques des systèmes d'étanchéité pneumatiques lubrifiés avec de la graisse dans différentes conditions de fonctionnement. Les essais ont été réalisés en variant les conditions de service (pressions d'air et vitesses de translation) pour les deux sens du mouvement ainsi que pour différentes conceptions de joints. Par ailleurs, des visualisations originales ont été réalisées au niveau de la zone d'étanchéité pendant et après le fonctionnement.

Le manuscrit est complété par une dernière partie, présentant la démarche de calcul adoptée pour prédire le comportement des joints pneumatiques dans des conditions de fonctionnement réelles. Le modèle utilisé peut tenir compte du comportement non linéaire (hyperélastique) du matériau d'étanchéité, des conditions de lubrification mixte, de la rupture et de la reformation du

film, du comportement non newtonien du lubrifiant et des conditions transitoires en termes de pression pneumatique et de vitesse de translation. Il a été utilisé pour simuler le comportement d'un joint de piston pneumatique dans le double but de validation par comparaison à des résultats expérimentaux présentés auparavant dans le manuscrit mais aussi pour comprendre le fonctionnement de ce type de joint.

Contributions originales

Comme beaucoup de sujets abordés dans le cadre de la tribologie, le travail présenté dans cette thèse peut être principalement caractérisé par son interdisciplinarité : mécanique des milieux continus à comportement non-linéaire, mécanique des fluides, rhéologie, métrologie des surfaces, modélisations expérimentales et numériques. Les contributions originales de ce travail de thèse peuvent se diviser en deux catégories : contributions expérimentales et numériques.

En ce qui concerne la partie expérimentale :

- Nous avons développé un banc d'essais original qui a fait l'objet d'un brevet. Le banc permet de caractériser les joints pneumatiques et les vérins pneumatiques dans différentes conditions de fonctionnement. Il donne aussi la possibilité de visualiser le comportement de la graisse au niveau des zones d'étanchéité et de leur environnement.
- Les mesures et les visualisations réalisées sur ce banc d'essais ont permis de clarifier le fonctionnement des joints pneumatiques ainsi que leurs mécanismes de lubrification. De plus, ces résultats constituent une base de données pouvant être utilisée pour le développement de nouvelles solutions d'étanchéité ainsi que pour la validation des modèles numériques.
- Les résultats de la partie expérimentale ont fait l'objet d'un brevet, d'une conférence internationale (WTC 2018) et d'un article dans une revue internationale (Tribology International).

Le modèle numérique développé dans cette thèse est, à notre connaissance, le premier abordant la modélisation des joints pneumatiques lubrifiés avec de la graisse. Les résultats ont fait l'objet de deux conférences internationales : STLE 2017 et Leeds-Lyon 2018.

Perspectives

Ces travaux de thèse ont conduit au développement de deux outils (un outil expérimental et un outil numérique) nécessaires à la compréhension du fonctionnement des joints pneumatiques. Nous disposons actuellement d'un banc d'essai modulable pour l'analyse expérimentale d'un large éventail de types de joints et de conditions de fonctionnement. Le présent travail nous a permis de développer le dispositif et d'effectuer les premières séries d'essais mettant en évidence ces capacités. Cependant, nous sommes loin d'avoir exploité toutes les possibilités de ce banc d'essais. Comme perspectives à relativement court terme, nous pourrons :

- Effectuer des essais à différentes températures afin d'établir l'influence de celles-ci sur les caractéristiques des étanchéités (force de frottement, fuite...etc.),
- Effectuer des essais avec différents types de graisses afin de déterminer l'influence du lubrifiant sur les performances des joints,
- Effectuer des essais d'endurance afin d'identifier les mécanismes d'usure des joints, le vieillissement de la graisse et leur impact sur l'étanchéité et les performances des vérins. Ces essais doivent être accompagnés par des surfométries des surfaces en contact et par des mesures rhéologiques d'échantillons de graisse prélevés à différents temps de fonctionnement,
- Effectuer les nouvelles visualisations pour obtenir des informations quantitatives sur la largeur de contact et la cinématique du lubrifiant présent dans et autour de la zone d'étanchéité.

Nous disposons aussi d'un deuxième outil, numérique, qui a été utilisé pour la modélisation d'un seul type de joint de cylindre, pour deux conditions de vitesses et deux pressions pneumatiques différentes. Toujours à court terme, nous pourrons :

- Étendre l'analyse comparative numérique/expérimentale à d'autres pressions pneumatiques, vitesses de translation et géométries de joints,
- Étudier l'influence des effets viscoélastiques sur les caractéristiques des joints,
- Essayer de comprendre l'influence de la rugosité des surfaces sur le fonctionnement des joints,
- Prendre en compte les effets thermiques.

À plus long terme, une double analyse expérimentale/numérique devra être menée afin de comprendre le comportement de la graisse à très faible épaisseur de film et les conditions d'alimentation de contact entre les joints et la surface antagoniste (tige ou cylindre). Par exemple, une mesure de la quantité de graisse déposée sur le cylindre ou la tige sera une information très utile. Il sera aussi important d'effectuer des mesures sur des tribomètres spécifiques permettant le

contrôle et la mesure des épaisseurs de film. Une caractérisation rhéologique plus fine de la graisse à des taux de cisaillement et de géométries de contact compatibles avec celles observées au niveau des joints pourra nous fournir des informations complémentaires.

D'un point de vue purement numérique, un modèle 3D déterministe peut être envisagé pour des joints fonctionnant avec des largeurs de contact relativement faibles (moins d'un millimètre). Ce type de modèle permettra de valider ou d'améliorer un certain nombre d'hypothèses utilisées par le modèle axisymétrique.

Références

[1]. Müller, H. K., & Nau, B. S. (1998). Fluid sealing technology: principles and applictions. M. Dekker.

[2]. Field, G. J., & Nau, B. S. (1973). Film thickness and friction measurements during reciprocation of a rectangular section rubber seal ring. In Proceedings of the sixth BHRA international conference on fluid sealing (Vol. 5).

[3]. Hörl, L., Haas, W., & Nißler, U. (2009). A comparison of test methods for hydraulic rod seals. Sealing Technology, 2009(12), 8-13.

[4]. Nikas, G. K. (2010). Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: review of tribological studies and related topics since the 1930s. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 224(1), 1-23.

[5]. Prati, E., & Strozzi, A. (1984). A study of the elastohydrodynamic problem in rectangular elastomeric seals. Journal of tribology, 106(4), 505-512.

[6]. Nikas, G. K., & Sayles, R. S. (2006). Computational model of tandem rectangular elastomeric seals for reciprocating motion. Tribology international, 39(7), 622-634.

[7]. Nikas, G. K., & Sayles, R. S. (2006). Modelling and optimization of composite rectangular reciprocating seals. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 220(4), 395-412.

[8]. Nikas, G. K. (2003). Analytical study of the extrusion of rectangular elastomeric seals for linear hydraulic actuators. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 217(5), 365-373.

[9]. https://www.nasa.gov/mission_pages/shuttle/shuttlemissions/archives/sts-51L.html

[10]. RK Flitney ,Seals and sealing handbook, sixth edition- 2014

[11]. Guide pratique de l'étanchéité(2007)

[12]. White, C. M., & Denny, D. F. (1947). The sealing mechanism of flexible packings. Ministry of Supply, Science and Technology, London, Memorandum, (3/47).

[13]. Hirano, F., & Kaneta, M. (1971). Theoretical investigation of friction and sealing characteristics of flexible seals for reciprocating motion. In Proceedings of the fifth BHRA international conference on fluid sealing (Vol. 2). Cranfield: British Hydromechanics Research Association.

[14]. Field, G. J., & Nau, B. S. (1973). Film thickness and friction measurements during reciprocation of a rectangular section rubber seal ring. In Proceedings of the sixth BHRA international conference on fluid sealing (Vol. 5).

[15]. Visscher, M., & Kanters, A. F. C. (1990). Literature review and discussion on measurements of leakage, lubricant film thickness and friction of reciprocating elastomeric seals. Lubr. Eng, 46(12), 785-791.

[16]. Karaszkiewicz, A. (1988). Hydrodynamic lubrication of rubber seals for reciprocating motion; leakage of seals with an O-ring. Tribology international, 21(6), 361-367.

[17]. Kanters, A. F. C. (1990). On the calculation of leakage and friction of reciprocating elastomeric seals (Doctoral dissertation, Technische Universiteit Eindhoven).

[18]. Prokop, H.J. et Müller, H.K., (1989) "Film Thickness, contact Pressure and Friction of PTFE Rod Seals", Proceedings of 12th International Conference on Fluid Sealing, The British Hydrodynamics Research Association (BHRA), May 1989, Brighton, England, papier C1, pp 147-163.

[19]. Lawrie, J. M., & O'Donoghue, J. P. (1964). The mechanism of lubrication in a reciprocating seal. In Proc. of the Second International Conference on Fluid Sealing (pp. 69-80).

[20]. Benatmane, A. (2002). Développement de la microscopie interférométrique pour une meilleure analyse morphologique des couches minces et épaisses des matériaux semiconducteurs et optiques (Doctoral dissertation, Université Louis Pasteur-Strasbourg I).

[21]. McClune, C. R., & Tabor, D. (1978). An interferometric study of lubricated rotary face seals. TRIBOLOGY international, 11(4), 219-227.

[22]. Krauter, A. I. (1982). Measurement of oil film thickness for application to elastomeric Stirling engine rod seals. Journal of Lubrication Technology, 104(4), 455-459.

[23]. Kaneta, M., Todoroki, H., Nishikawa, H., Kanzaki, Y., & Kawahara, Y. (2000). Tribology of flexible seals for reciprocating motion. Journal of tribology, 122(4), 787-795.

[24]. Visscher, M. (1992). The measurement of the film thickness and the roughness deformation of lubricated elastomers (Doctoral dissertation, Technische Universiteit Eindhoven).

[25]. Meyer, F., & Loyen, C. J. (1975). The creep of oil on steel followed by ellipsometry. Wear, 33(2), 317-323.

[26]. Çavdar, B., & Ludema, K. C. (1991). Dynamics of dual film formation in boundary lubrication of steels part I. Functional nature and mechanical properties. Wear, 148(2), 305-327.

[27]. Hörl, L., Haas, W., & Nißler, U. (2009). A comparison of test methods for hydraulic rod seals. Sealing Technology, 2009(12), 8-13.

[28]. Bignardi, C. A. Manuello, L. Mazza: Photoelastic measurements and computation of the stress field and contact pressure in a pneumatic lip seal. Tribology International, 32 (1), 1–13 (1999).

[29]. Debler, C., Gronitzki, M., & Poll, G. (2003). Investigation into the sealing contacts of reciprocating elastomeric seals correlation of calculations with measurements and optical observations. In 17th International Conference on Fluid Sealing, York, UK (pp. 169-186).

[30]. Wu, J. Z., Herzog, W., & Epstein, M. (1998). Effects of inserting a pressensor film into articular joints on the actual contact mechanics. Journal of biomechanical engineering, 120(5), 655-659.

[31]. Lee, C. Y., Lin, C. S., Jian, R. Q., & Wen, C. Y. (2006). Simulation and experimentation on the contact width and pressure distribution of lip seals. Tribology International, 39(9), 915-920.

[32]. Conte, M. (2009). Interaction between seals and counterparts in pneumatic and hydraulic components (Doctoral dissertation, PhD Thesis, Politecnico di Torino).

[33]. Belforte, G., Conte, M., Bertetto, A. M., Mazza, L., & Visconte, C. (2009). Experimental and numerical evaluation of contact pressure in pneumatic seals. Tribology international, 42(1), 169-175.

[34]. Belforte, G., Conte, M., & Mazza, L. (2008, October). Study on pneumatic cylinder piston seals behaviour. In 15th International Sealing Conference.

[35]. Belforte, G., Conte, M., Bertetto, A. M., Mazza, L., Raparelli, T., & Visconte, C. (2018). Indirect contact pressure evaluation on pneumatic rod seals. Tribology International, 118, 240-245.

[36]. Field, G. J., & Nau, B. S. (1972, April). An experimental study of reciprocating rubber seals. In Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Symposium on Elastohydrodynamic Lubrication (pp. 29-36).

[37]. Kawahara, Y., Ohtake, Y., & Hirabayashi, H. (1981, April). Oil film formation of oil seals for reciprocating motion. In Proceedings of the ninth BHRA international conference on fluid sealing (Vol. 2).

[38]. Nau, B. S. "Friction of oil-lubricated sliding rubber seals." Fifth International Conference on Fluid Sealing, Coventry, UK. 1971.

[39]. Austin, R. M., R. K. Flitney, and B. S. Nau. "Contact stress, friction and the lubricant film of hydraulic cylinder seals." Eighth International Conference on Fluid Sealing, Durham, UK, Sept. 1978.

[40]. Lingren, H., Scraper ring properties and behavior in hydraulic cyinders. M. Sc Thesis, Chalmers Univ. Tech, Sweden, (1986).

[41]. Belforte, G. (1989). Experimental analysis of friction forces in pneumatic cylinders. Journal of Fluid Control, 20, 42-60.

[42]. Gawrys, E., & Kollek, W. (1984, April). The effect of the operating conditions on the design of seals for reciprocating motion. In 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, Austria (pp. 285-294).

[43]. Kanters, A. F. C. (1990). On the calculation of leakage and friction of reciprocating elastomeric seals (Doctoral dissertation, Technische Universiteit Eindhoven).

[44]. Johannesson, H. (1980). On the optimization of hydraulic cylinder seals (Doctoral dissertation, Luleå tekniska universitet).

[45]. Hirabayashi, H., Kawahara, Y., Muto, Y., & Iida, S. (1979). A study of lubrication characteristics on valve stem seals for automobile engines. SAE Transactions, 1187-1195.

[46]. Müller, H. K. (1964). Leakage and friction of flexible packings at reciprocating motion with special consideration of hydrodynamic film formation. In Proc. of the Second International Conference on Fluid Sealing (pp. 13-28).

[47]. Kawahara, Y., Ishiwata, H., & Ichikawa, Y. (1973, March). An experimental investigation of dynamical characteristics of U-seal in reciprocating motion. In Proc. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, organized by BHRA, Paper C (Vol. 4, pp. C4-33).

[48]. Sick, H. H. (1975). Measurement and reduction of friction of reciprocating piston seals for hydraulic and pneumatic application. BHRA fluid sealing conferance.

[49]. Wernecke, P. W. (1987). Analysis of the reciprocating sealing process. In Proc. 11th Int. Conf. on Fluid Sealing (pp. 249-277).

[50]. Kligerman, Y., Etsion, I., & Shinkarenko, A. (2005). Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing. Journal of Tribology, 127(3), 632-638.

[51]. Gawrys, E., & Kollek, W. (1984, April). The effect of the operating conditions on the design of seals for reciprocating motion. In 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, Austria (pp. 285-294).

[52]. Raparelli, T., Bertetto, A. M., & Mazza, L. (1997). Experimental and numerical study of friction in an elastomeric seal for pneumatic cylinders. Tribology International, 30(7), 547-552.

[53]. Rana, A. S.: "An experimental technique for investigating the sealing principles of reciprocating elastomeric seals for use in linear hydraulic actuator assemblies," Proceedings of the 2nd World Tribology Congress, 3-7 September 2001.

[54]. Rana, A. S., & Sayles, R. S. (2005). An experimental study on the friction behaviour of aircraft hydraulic actuator elastomeric reciprocating seals. In Tribology and Interface Engineering Series (Vol. 48, pp. 507-515). Elsevier.

[55]. Belforte, G., Mattiazzo, G., Mauro, S., & Tokashiki, L. R. (2003). Measurement of friction force in pneumatic cylinders. Tribotest, 10(1), 33-48.

[56]. Belforte, G., Bertetto, A. M., & Mazza, L. (2013). Test rig for friction force measurements in pneumatic components and seals. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 227(1), 43-59.

[57]. Chang, H., Lan, C. W., Chen, C. H., Tsung, T. T., & Guo, J. B. (2012). Measurement of frictional force characteristics of pneumatic cylinders under dry and lubricated conditions. Przegląd Elektrotechniczny, 88(7b), 261-264.

[58]. Tran, X. B., & Yanada, H. (2013). Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders. Intelligent Control and Automation, 4(02), 180.

[59]. Pinedo, B., Conte, M., Perez, I., San Martin, M., Gomez-Acedo, E., Igartua, A., & IK4-Tekniker, P. T. D. E. (2013, September). New high performance test rig for sealing systems characterization. In 5th World Tribology Congress, Torino, Italy, Sept (pp. 8-13).

[60]. Multifunctional pneumatic reciprocating sealing performance test bench: CN 104132805 A (2014).

[61]. Belforte, G., Mazza, L., & Visconte, C. (2014). Design methodology for an air-lubricated seal. Tribology International, 75, 104-110.

[62]. Mazza, L., & Belforte, G. (2017). Analytical/experimental study of the contribution of individual seals to friction force in pneumatic actuators. Journal of Tribology, 139(2), 022202.

[63]. Belforte, G., & Velardocchia, M. (1994). Fault Detection and Dynamic Behaviour of Pneumatic Valves. IFAC Proceedings Volumes, 27(5), 441-446.

[64]. Belforte, G., Raparelli, T., & Mazza, L. (1992). Analysis of typical compoenent failure situations for pneumatic cylinders under load. Lubrication engineering, 48(11), 840-845.

[65]. Schroeder, L. E., & Singh, R. (1993). Experimental study of friction in a pneumatic actuator at constant velocity. Journal of dynamic systems, measurement, and control, 115(3), 575-577.

[66]. Fied, G.J. et Nau, B.S., "The Effects of Design Parameters on the Lubrication of Reciprocating Rubber Seals", Proceedings of 7th International Conference on Fluid Sealing, The British Hydrodynamics Research Association (BHRA), September 1975, papier C1, pp 1-13.

[67]. Dowson, D. et Swales, D., "The Development of Elastohydrodynamic Conditions in a Reciprocating Seal", Proceedings of 4th International Conference on Fluid Sealing, Session 1, The British Hydrodynamics Research Association (BHRA), May 1969, pp 2-10.

[68]. Flitney, R.K. et Nau, B.S., "Performance Variation in Reciprocating Rubber Seals For Fluid Power Applications", Lubrication Engeneering, 1988, vol. 44(12), pp 993-1000.

[69]. Kanzaki, Y.; Kawahara, Y. et Kaneta, M., "Oil Film Behaviour and Friction Characteristics in reciprocating Rubber Seals : Part 1 – Single Contact", Proceedings of 15th International Symposium on Fluid Sealing, The British Hydrodynamics Research Group (BHR group), September 1997, Maastricht, The Netherlands, pp 79-95.

[70]. Kambayashi, H. and lshiwata, H., 'A study of oil seals for reciprocating motion', Proc. 2nd Int. Conf. on Fluid Sealing, paper B3, pp. 29-40, 1964.

[71]. Pratti, E., Strozzi, A., 1984, "A Study of the Elastohydrodynamic Problem in Rectangular Elastomeric Seals,' ASME J. Tribol., 106, pp. 505-512.

[72]. Kanters, A.FC., Verest, J.F.M., Visscher, 1990, "On Recoprocating Elastomeric Seals: Calculation of Film Thickness Using the Inverse Hydrodynamic Lubrication Theory," STLE Tribol. Trans., 33, pp. 301-306.

[73]. Müller, H.K., Nau, B.S., 1998, Fluid Sealing Technology: Principles and Applications, Marcel Dekker Inc., N.Y.

[74]. Nikas, G.K., 2003, "Elastohydrodynamics and Mechanics of Rectangular Elastomeric Seals for Reciprocating Piston Rods," ASME J. Tribol., 125, pp. 60-69.

[75]. Nikas, G.K., 2003, "Transient Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Elastomeric Seals for Linear Hydraulic Actuators," Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 217, pp. 461-473.

[76]. Nikas G.K., 2003, "Analytical Study of the Extrusion of Rectangular Elastomeric Seals for Linear Hydraulic Actuators," Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 217, pp. 365-373.

[77]. Nikas, G.K., Sayles, R.S., 2004, "Nonlinear Elasticity of the Extrusion of Rectangular Elastomeric Seals and its Effects on Elastohydrodynamic Numerical Analysis," Tribol. Int., 37, pp. 651-660.

[78]. Nikas, G.K., 2004, "Theoretical Study of Solid Back-up Rings for Elastomeric Seals in Hydraulic Actuators," Tribol. Int., 37, 689-699.

[79]. Nikas, G.K., Sayles, R.S., 2006, "Study of leakage and friction of flexible seals for steady motion via a numerical approximation method," Tribol. Int., 39, pp. 921-936.

[80]. Nikas, G.K., Sayles, R.S., 2006, "Modelling and optimization of composite rectangular reciprocating seals," Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 220, pp. 395-412.

[81]. Fatu, A. et Hajjam, M. Numerical modelling of hydraulic seals by inverse lubrication theory. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2011, vol. 225, no 12, p. 1159-1173.

[82]. Johannesson, H. L., "Oil Leakage and Friction Forces of Reciprocating O-Ring Seals Considering Cavitation", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1983, Vol.105, pp 288-296.

[83]. Pratti, E. et Strozzi, A., "A Study of the Elastohydrodynamic Problem in Rectangular Elastomeric Seals", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1984, Vol.106, pp 505-512.

[84]. Nikas, G. K., "Elastohydrodynamics and Mechanics of Rectangular Elastomeric Seals for Reciprocating Piston Rods", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers (ASME), Journal of Tribology, 2003, Vol.125(1), pp 60-69.

[85]. Nikas, G. K., "Analytical Study of the Extrusion of Rectangular Elastomeric Seals for Linear Hydraulic Actuators", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMechE), Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, Vol.217(J5), pp 365-373.

[86]. Nikas, G. K., "Transient Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Elastomeric Seals for Linear Hydraulic Actuators", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMechE), Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, Vol.217(J6), pp 461-473.

[87]. Nikas, G. K., et Sayles, R. S., "Nonlinear Elasticity of Rectangular Elastomeric Seals and its Effect on Elastohydrodynamic Numerical Analysis", Tribology International (Elsevier), 2004, Vol.37(8), pp 651-660.

[88]. Nikas, G. K., "Theoretical Study of Solid Back-Up Rings for Elastomeric Seals in Hydraulic Actuators", Tribology International (Elsevier), 2004, Vol.37(9), pp 689-699.

[89]. Nikas, G. K. et Sayles, R. S., "Computational Model of Tandem Rectangular Elastomeric Seals for Reciprocating Motion", Tribology International (Elsevier), 2006, Vol.39(7), pp 622-634.

[90]. Salant, F.R. ; Maser, N. et Yang, B., "Numerical Model of a Reciprocating Hydraulic Rod Seal", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers (ASME), Journal of Tribology, 2007, Vol.129, pp 91-97.

[91]. Yang, B., Salant, R.F.(2010). Elastohydrodynamic model of reciprocating hydraulic rod seals (Doctoral dissertation, Georgia Institute of Technology).

[92]. Maser, N.B., 2006, Numerical Model of a Reciprocating Rod Seal, Including Surface Roughness and Mixed Lubrication, Master Thesis, Georgia Institute of Technology.

[93]. Payvar, P., Salant, R.F., 1992, "A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal," ASME J. Tribol., 114, pp. 199-204.

[94]. Greenwood, J.A., Williamson, J.B.P., 1966, "Contact of nominally flat surfaces," Proc.Roy. Soc., A295, pp.300-319.

[95]. Öngün, Y., André, M., Bartel, D., Deters, L., 2008, "An axisymmetric hydrodynamic interface element for finite-element computations of mixed lubrication in rubber seals," Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 222, pp. 471-481.

[96]. Schmidt, T., André, M., & Poll, G. (2010). A transient 2D-finite-element approach for the simulation of mixed lubrication effects of reciprocating hydraulic rod seals. Tribology International, 43(10), 1775-1785.

[97]. Stupkiewicz, S., Marciniszyn, A., 2008, "Elastohydrodynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals," Tribol. Int., Volume 42, Issue 5, May 2009, Pages 615-627.

[98]. Thatte, A., & Salant, R. F. (2012). Effects of multi-scale viscoelasticity of polymers on high-pressure, high-frequency sealing dynamics. Tribology International, 52, 75-86.

[99]. Huang, Y., & Salant, R. F. (2015). Numerical analysis of a hydraulic rod seal: flooded vs. starved conditions. Tribology international, 92, 577-584.

[100]. Huang, Y., & Salant, R. F. (2016). Simulation of a hydraulic rod seal with a textured rod and starvation. Tribology International, 95, 306-315.

[101]. Lugt, P. M. (2012). Grease lubrication in rolling bearings. John Wiley & Sons.

[102]. P. Baart, Grease lubrication mechanisms in bearing seals. PhD thesis, Lulea University of Technology, 2011.

[103]. Mang, T. and W. Dresel (2001). Lubricants and lubrication. Wiley-WCH: 603-621.

[104]. Lugt PM (2009) A review on grease lubrication in rolling bearings. Tribology Transactions, 52, 470-480.

[105]. Yeong, S.K., Luckham, P.F., Tadros, Th. F. (2004) Steady and viscoelastic properties of lubricating greases containing various thickener concentrations. Journal of Colloid and Interface Science, 274, 285-293.

[106]. Barnes, H. A., Hutton, J. F. and Walters, K. (1989), An Introduction to Rheology, Elsevier: Amsterdam, The Netherlands.

[107]. http://www.tainstruments.com

[108]. TC Papanastasiou, Flows of Materials with Yield, Journal of Rheology 31, 385 (1987).

[109]. Palacios, J. M. and Palacios, M. P. (1984), "Rheological Properties of Greases in EHD Contacts," Tribology International, 17, 3, pp 167-171.

[110]. Couronné, I., Vergne, P., Mazuyer, D., Truong-Dinh, N. and Girodin, D. (2003) 'Nature and Properties of the Lubricating Phase in Grease Lubricated Contact'; Tribology Transactions, 46: 1, 37 - 43.

[111]. Couronné, I., Vergne, P., Mazuyer, D., Truong-Dinh, N. and Girodin, D. (2003) 'Effects of Grease Composition and Structure on Film Thickness in Rolling Contacts'. Tribology Transactions, 46: 1, 31- 36.

[112]. Hiraoka N (2012) On grease leakage from rolling bearings. Tribology International, 50, 45-50.

[113]. Étienne Guyon, Jean-Pierre Hulin et Luc Petit, Hydrodynamique physique. EDP Sciences - Collection : Savoirs Actuels - 3ème édition - septembre 2012.

[114]. Barnes HA (1997) Thixotropy – a review. Journal of Non-Newtonian Fluid Mech., 70, 1-33.

[115]. Sommer, M., & Haas, W. (2016). A new approach on grease tribology in sealing technology: Influence of the thickener particles. Tribology International, 103, 574-583.

[116]. Yann GOERGER, Benoît OMNES. Cetim, Nantes, France. Thermal influence on lip seal radial force – Experimental and FEA approaches. 18 ISC Stuttgart 2014.

[117]. A. Azzi, A. Maoui, D. Fribourg, A. Fatu, D. Souchet. Conférence WTC, September2017, Pékin, Chine. "Experimental study of friction in pneumatic seals".

[118]. A. Azzi, A. Maoui, D. Fribourg, A. Fatu, D. Souchet. Brevet d'invention intitulé « Ensemble d'essai pour l'évaluation de paramètres de convertisseur d'énergie »

[119]. Greenwood, J.A. et Wiliamson, J.B.P., "Contact of nominally flat surfaces', Proc. Roy., Soc., 1966, A295, pp. 300-318.

[120]. Greenwoond, J.A. et Tripp, J.H., "The elastic contact of rough spheres", Journal of Applied Mechanics, March 1967, Vol. 34, Series E, pp. 153-159.

[121]. Greenwoond, J.A. et Tripp, J.H., "The contact of two nominally flat rough surfaces", Proc. Instn. Mech. Engrs. 1970 - 71, vol. 185, pp. 48-71.

[122]. Whitehouse, D.J. et Archard, J.F., "The properties of random surfaces of significance in their contact", 1970, Proc. R. Soc. A 316, pp. 97-121.

[123]. Ishigaki, H. et Kawaguchi, I., "A simple estimation of the elastic - plastic deformation of contacting asperities", Wear, 54, 1979, pp.157-164.

[124]. Chang, W.R., Etsion, I. et Bogy, D.B., "An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces", Journal of Tribology, April 1987, Vol. 109, pp.257-263.

[125]. Robbe-Valoire, F., Paffoni, B. Et Progri, R., "Load transmission by elastic, elasto-plastic or fully plastic deformation of rough interface asperities", Mechanics of Materials, 33, pp. 617-633, 200.

[126]. Chen W. T. "Computation of Stresses and Displacements in a Layered Elastic Medium" International Journal of Engineering Science, 1971, Vol. 9, pp. 775-800.

[127]. Polonsky, I.A., Keer, L.M., 2000, "Fast methods for solving rough contact problems: a comparative survey," ASME J. Tribol., 122, pp. 36-41.

[128]. Dominique, Bonneau, Aurélian, Fatu., & Dominique, Souchet. (2011). Paliers hydrodynamiques 1: équations, modèles numériques isothermes et lubrification mixte. Lavoisier.

[129]. ABAQUS, I. (2014). Abaqus documentation. Version, 6, 5-1.

[130]. Benoit Omnès (2017), Comportement mécanique des joints toriques. Centre techniques des industries mécaniques.

[131]. P. Saad (2003), Modelisation et identification du comportement non lineaire des cales en caoutchouc, Lyon, these de doctorat de l'Ecole centrale.

[132]. Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., Godet, M. (1990), "Lubrification Hydrodynamique. Paliers et Butées," Editions Eyrolles, Paris.

[133]. Tzeng, S.T., Saibel, E., 1967, "Surface roughness effect on slider bearing lubrication," ASLE Trans., 10, pp. 334.

[134]. Christensen, H., 1970, "Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces," Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 184, pp. 1013-1026.

[135]. Christensen, H., Tønder, K., 1973, "The hydrodynamic lubrication of rough journal bearings," ASME Trans., 95, pp. 166-171.

[136]. Rhow, S.K., Elrod, H.G., 1974, "The effects on bearing load carrying capacity of two sided striated roughness," ASME Trans., 96, pp. 554-560.

[137]. Chow, L.S.H., Cheng, H.S., 1976, "The influence of surface roughness on average film thickness between lubricated rollers," ASLE Trans., 98, pp. 117-124.

[138]. Patir, N., Cheng, H.S., 1978, "An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication," ASME Trans., 100, pp. 12-17.

[139]. Patir, N., Cheng, H.S., 1979, "Application of the average flow model to the lubrication between rough sliding surfaces," ASME Trans., 101, pp. 220-229.

[140]. Peklenik, J. (1967, September). Paper 24: New developments in surface characterization and measurements by means of random process analysis. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings (Vol. 182, No. 11, pp. 108-126). Sage UK: London, England: SAGE Publications.

[141]. Jakobsson, B., Floberg L.,. 1957. The finite journal bearing, considering vaporization. Transactions of Chalmers University of Technology, Vol 190, p.1-116.

ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DES SYSTEMES D'ETANCHEITE PAR JOINTS PNEUMATIQUES

La grande diversité des applications, dans tous les domaines industriels, des plus simples aux plus complexes, que ce soit pour un usage quotidienne ou pour des applications high-tech, nécessite la conception continue de systèmes d'étanchéité de plus en plus performants. Les vérins pneumatiques sont des éléments fondamentaux de l'automatisation dans des domaines industriels très variés : les dispositifs de levage, la robotique, l'aérospatial, les systèmes respiratoire, etc. Cependant, un dysfonctionnement d'étanchéité conduit à des performances plus faibles et même à des disfonctionnements. Inversement, une meilleure connaissance des phénomènes aux interfaces, permettra l'amélioration du rendement, la prolongation de la durée de vie et de la fiabilité des différentes applications pneumatiques.

Ce travail de thèse est focalisé sur l'étude expérimentale et numérique des systèmes d'étanchéité par joints pneumatiques. Un banc d'essais modulable a été conçu et réalisé pour permettre l'investigation expérimentale de différents types de joints pneumatiques, pour une large gamme de conditions de fonctionnement, en termes de vitesse linéaire, pression pneumatique et solutions constructives. Il permet principalement de caractériser le frottement des joints mais aussi la visualisation des phénomènes physiques au niveau de la zone d'étanchéité et de son environnement.

En parallèle, un modèle théorique ElastoHydroDynamique, incluant la prise en compte des conditions de lubrification mixte et le comportement rhéologique non-newtonien de lubrifiant (graisse) a été développé. Il est basé sur le couplage d'un logiciel de calcul non-linéaire (permettant la prise en compte du comportement mécanique hyperélastique des joints) et un modèle d'écoulement en film mince. Les comparaisons de mesures expérimentales avec les prédictions numériques ont permis de valider le modèle théorique ainsi que d'améliorer la compréhension des conditions de fonctionnement et d'alimentation de la zone d'étanchéité.

Mots-clés : Frottement, Étanchéité, Joints en translation, Joints pneumatiques, Graisse, ElastoHydroDynamique, Lubrification, Contact, Rugosité, Non-newtonien, Sous-alimentation.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF PNEUMATIC SEALING SYSTEMS

The great diversity of applications in all industrial fields, from the simplest to the most complex, whether for everyday use or for high-tech applications, requires the continuous design of increasingly efficient sealing systems. Pneumatic cylinders are fundamental elements of automation in a wide variety of industrial fields: lifting devices, robotics, aerospace, respiratory systems, etc. However, a sealing failure leads to lower performance and even malfunctions. Conversely, a better knowledge of the phenomena at the interfaces will allow the improvement of efficiency, the extension of the service life and of the reliability of the various pneumatic applications.

This thesis work focuses on the experimental and numerical study of pneumatic seal systems. A modular test bench has been designed and built to allow the experimental investigation of different types of pneumatic seals, for a wide range of operating conditions, in terms of linear velocity, pneumatic pressure and constructive solutions. It mainly allows to characterize the friction of the joints but also the visualization of physical phenomena at the level of the sealing zone and its environment.

In parallel, an ElastoHydroDynamic theoretical model, including the consideration of mixed lubrication conditions and the non-Newtonian rheological behaviour of lubricant (grease) has been developed. It is based on the coupling of a non-linear commercial software (allowing the modelling of the hyperelastic mechanical behaviour of the seals) and a thin film flow model. Comparisons of experimental measurements with numerical predictions validated the theoretical model and improved the understanding of the operating and supply conditions of the sealing area.

Key-words: Friction, Sealing, Reciprocating seals, Pneumatic seals, Grease, ElastoHydroDynamic, Lubrication, Contact, Roughness, Non-Newtonian, Starvation.