

THESE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE POITIERS
UFR des sciences fondamentales et appliquées
Pôle poitevin de recherche pour l'ingénieur en mécanique, matériaux et énergétique - PPRIMME
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et
aéronautique - SIMMEA
Secteur de recherche : Génie mécanique, productique et transports

Cotutelle : Universitatea politehnica (Bucarest)

Présentée par :
Monica Crudu

Étude expérimentale et numérique des joints hydrauliques

Directeur(s) de Thèse :
Mohamed Hajjam, Adrian Pascu, Aurelian Fatu, Sorin Cananau

Soutenue le 30 octobre 2012 devant le jury

Jury :

Président	Alexandru Dobrovicesu	Profesorul, Universitatea Politehnica București
Rapporteur	Benyebka Bou-Saïd	Maître de conférences, INSA de Lyon
Rapporteur	Illie Musca	Profesorul, Universitatea Stefan cel Mare, Suceava
Membre	Mohamed Hajjam	Professeur des universités, Université de Poitiers
Membre	Adrian Pascu	Profesorul, Universitatea Politehnica București
Membre	Aurelian Fatu	Maître de conférences, Université de Poitiers
Membre	Sorin Cananau	Maitre de conferințe, Universitatea Politehnica București

Pour citer cette thèse :

Monica Crudu. *Étude expérimentale et numérique des joints hydrauliques* [En ligne]. Thèse Génie mécanique, productique et transports. Poitiers : Université de Poitiers, 2012. Disponible sur Internet <<http://theses.univ-poitiers.fr>>

THESE

pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS
(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

Ecole Doctorale Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et
Aéronautique

Secteur de Recherche : Génie Mécanique, Productique et Transports

Et pour l'obtention du grade de
DOCTEUR INGENIEUR de l'UNIVERSITE "POLITEHNICA" de BUCAREST
(Faculté d'Ingénierie Mécanique et Mécatronique)

Secteur de recherche : Génie Mécanique

Présentée par :

Monica CRUDU

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET NUMÉRIQUE
DES JOINTS HYDRAULIQUES

Encadrement France :

Directeur de thèse : Mohamed HAJJAM
Co-encadrement : Aurelian FATU

Encadrement Roumanie :

Directeur de thèse : Adrian PASCU
Co-encadrement : Sorin CANANAU

Soutenue le 30 octobre 2012
devant la Commission d'Examen

JURY

A. DOBROVICESCU	Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	(Président)
B. BOU-SAID	Maître de Conférences HDR, INSA de Lyon	(Rapporteur)
I. MUSCA	Professeur, Université Stefan cel Mare, Suceava	(Rapporteur)
A. FATU	Maître de Conférences, Institut Pprime, Université de Poitiers	(Examineur)
M. HAJJAM	Professeur, Institut Pprime, Université de Poitiers	(Examineur)
S. CANANAU	Maître de Conférences, Université "Politehnica" de Bucarest	(Examineur)
A. PASCU	Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	(Examineur)

SOMMAIRE

NOTATIONS

INTRODUCTION GENERALE	1
Chapitre I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Investigations expérimentales.....	4
1.3 Etudes numériques.....	20
1.3.1 Influence du matériau	20
1.3.2 Méthode directe.....	21
1.3.3 Méthode directe hybride.....	23
1.3.4 Méthode inverse	24
1.4 Conclusion	25
Chapitre II. ETUDE EXPERIMENTALE DES JOINTS HYDRAULIQUES	27
2.1 Introduction.....	27
2.2 Le dispositif expérimental	27
2.2.1 Description générale.....	27
2.2.2 Le système d'entraînement du moteur hydraulique	31
2.2.3 Le système d'acquisition de données.....	33
2.3 Conditions de fonctionnement du joint.....	33
2.3.1 Caractérisation du joint.....	33
2.3.2 Caractérisation du matériau du joint (HNBR).....	40
2.3.2.1 La résistance à la traction uni axiale.....	40
2.3.2.2 La résistance à la compression uni axiale.....	42
2.3.2.3 La dureté de HNBR	43
2.3.3 Caractérisation de l'huile hydraulique.....	44
2.3.3.1 Les mesures de viscosité.....	44
2.3.3.2 Procédure de mesure.....	45
2.3.3.3 Le modèle viscosité-température	45
2.4 Procédure de mesure.....	46
2.4.1 Paramètres mesurés	48
2.4.2 Mesure de la force de frottement.....	48
2.4.3 Mesure de la pression et de la température	48

2.4.4	Mesure de la course opérationnelle	49
2.4.5	Acquisition des données	49
2.5	Difficultés rencontrées et améliorations apportées au banc.....	49
2.6	Mesures expérimentales exploitées	50
2.6.1	Influence de la pression	50
2.6.2	Influence de la vitesse.....	51
2.7	Conclusion	51
Chapitre III. MODELISATION DES JOINTS HYDRAULIQUES.....		53
3.1	Introduction.....	53
3.2	Modèle physique.....	53
3.3	Le mécanisme d'étanchéité.....	54
3.4	La théorie inverse.....	54
3.5	Mise en œuvre de la théorie inverse	58
3.5.1	Calcul de structure-simulation de l'assemblage du joint par élément finis.....	58
3.5.1.1	La loi de comportement du matériau	58
3.5.1.2	Assemblage du joint	59
3.5.2	Algorithme proposé.....	63
3.6	Vérification du modèle	66
3.7	Etude paramétrique	67
3.7.1	Effet de la pression d'alimentation et de la vitesse de translation.....	68
3.7.2	Effet de la rugosité du joint	69
3.8	Conclusion	73
Chapitre IV. VALIDATION DU MODELE NUMERIQUE		75
4.1	Introduction.....	75
4.2.1	Description du matériau du joint	75
4.2.2	Géométrie du joint.....	75
4.2	Calcul de structure.....	76
4.3.1	La loi de comportement du matériau.....	76
4.3.1.1	Essai de compression uni axiale	77
4.3.1.2	Essai de traction uni axiale	78
4.3.2	Assemblage du joint-tige.....	80
4.3	Validation du modèle.....	83
4.4.1	Cas du joint lisse sans frottement	83

4.4.2 Cas du joint lisse avec frottement.....	84
4.4.3 Cas du joint rugueux sans frottement	85
4.4 Conclusion	86
CONCLUSIONS GENERALES.....	88
CONTRIBUTIONS ORIGINALES	90
PERSPECTIVES	92
LISTE DES PUBLICATIONS	93
LISTE DES TABLEAUX.....	94
LISTE DES FIGURES	94
REFERENCES	98

NOTATIONS

D_{int} –diamètre intérieur du joint

D_{ext} –diamètre extérieur du joint

σ_a -contrainte apparente

ε_a - déformation apparente

F_t -force de traction

S_0 -sectionne initiale de l'éprouvette de traction/compression uni axiale

dl - allongement de l'éprouvette de traction/compression uni axiale

l_0 -longueur initiale de l'éprouvette de traction/compression uni axiale

L - longueur initiale

R_a . rugosité moyenne arithmétique

R_q - rugosité moyenne quadratique

r_j - pics et les creux du profil de rugosité

N - nombre de points mesuré.

μ – viscosité de l'huile hydraulique

t - température

μ_0 – viscosité initiale de l'huile hydraulique

β – paramètre de température ($\beta = -0.0637$) ;

F_f -force de frottement

v -vitesse de translation

p -pression hydrodynamique de l'huile lubrifiante

p_{alim} - pression d'alimentation

h -épaisseur du film d'huile

U - vitesse de translation dans l'équation de Reynolds

h_0 -épaisseur de film dans le point où le gradient de pression est nul.

h_A -épaisseur du film au le premier point où la dérivée seconde de la pression est nulle

α -coefficient de piezo viscosité

μ_A -viscosité au premier point où la dérivée seconde de la pression est nulle

W - fonction densité d'énergie sur l'élément de volume

I_1, I_2, I_3 - invariants de la matrice de déformation

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - les principaux rapports de déformation

J^{el} - rapport volumique élastique

C_{ij}, D_i - paramètres de matériaux dépendants de la température

ν -coefficient de Poisson

μ_n et α_n paramètres du matériau dépendants de la température pour la loi de comportement Ogden.

h_{FE} -écart de l'épaisseur du joint-arbre prédit à partir du calcul de structure

Introduction générale

Les joints hydrauliques sont des éléments de machines très importants. On les rencontre dans des applications industrielles très variées telles que le transport, qu'il soit aérien, maritime ou terrestre, les engins de travaux publics, voire même dans l'industrie pharmaceutique. Souvent, ils constituent un maillon de la chaîne de sécurité. Leur défaillance pourrait nuire de manière grave à la sécurité des personnes, mais aussi à l'environnement par les fuites de produits toxiques.

Depuis 60 ans, dans la littérature internationale, la modélisation d'un tel élément de machine est un sujet de grand intérêt. La complexité de son comportement est apparemment liée au nombre important de paramètres qui le gouvernent. Ces paramètres sont par exemple la loi de comportement du matériau de constitution du joint, les états de surfaces du joint et de la tige, la loi rhéologique du lubrifiant, etc. Le premier défi réside dans la caractérisation la plus pertinente de la réponse élastique du matériau du joint, qui est souvent un élastomère. Ce type de matériau a un comportement fortement non-linéaire et une dépendance très sensible aux changements de la température. La caractérisation des états de surface et de la rhéologie du lubrifiant permet d'améliorer sensiblement la précision de la modélisation. Enfin, la dernière difficulté est le choix du type de modélisation de l'interaction entre le film fluide et le joint en élastomère.

En effet, plusieurs modèles numériques ont été développés pour étudier le comportement des joints translation. Ces modèles sont au nombre de trois :

La méthode dite directe ou EHL, fait appel à l'équation de Reynolds (dont l'inconnue est la pression), couplée à un algorithme de calcul des déformations mécaniques basé sur la méthode des coefficients d'influence. L'épaisseur du film est, elle aussi, une inconnue, reliée à la pression par le calcul des déformations.

La méthode dite inverse ou IHL. Elle suppose que le champ de pression statique est équivalent au champ de pression hydrodynamique. Cette hypothèse est justifiée lorsqu'on compare les épaisseurs sous-micrométriques du film lubrifiant par rapport aux déformations induites lors de la mise en place des joints hydrauliques. Ainsi, le champ de pression étant connu, nous pouvons résoudre l'équation de Reynolds en h . Cette méthode a l'avantage d'être très rapide. Cependant, le champ de pression statique doit être très précis et subir une correction hydrodynamique avant utilisation.

La méthode dite hybride est très récente d'utilisation. En effet, elle s'est développée à la suite de l'amélioration des outils commerciaux de calcul de structure. Elle consiste à implémenter un modèle qui résout l'équation de Reynolds en tenant compte de

manière concomitante du calcul de structure. Cette méthode est rarement utilisée du fait de sa lourdeur et dépendance de l'outil de simulation.

Bien que le nombre de modèles numériques proposés soit en augmentation, rares sont ceux qui ont été validés par des essais expérimentaux.

On se propose donc dans ce travail de développer et de valider par des mesures expérimentales un modèle numérique original et performant, basé sur la théorie inverse.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique est consacrée aux méthodes expérimentales et numériques mises en œuvre pour analyser le comportement élastohydrodynamique des joints en translation. Ce chapitre met en évidence le manque de modèles validés.

Le chapitre II est consacré à la partie expérimentale. On y présente le dispositif expérimental conçu par INOE 2000 IHP pour mesurer la force de frottement. Ce dispositif permet aussi le contrôle de la vitesse de translation et de la pression d'alimentation du joint. Les différentes parties qui composent le dispositif, ainsi que la procédure de mesure utilisée, sont détaillées. L'influence de la pression d'alimentation et de la vitesse de translation sur la force de frottement mesurée est analysée.

Le chapitre III est consacré à la modélisation numérique du comportement des joints en translation. Un modèle basé sur la théorie inverse est exposé. Afin de pouvoir le tester, un assemblage tige-joint est simulé et un champ de pression et un champ d'épaisseur statiques sont obtenus. Ce champ de pression de contact est corrigé en entrée pour prendre en compte les effets hydrodynamiques. Le schéma numérique de résolution du modèle, ainsi que la simulation en éléments finis du joint assemblage, sont présentés. L'influence de la pression et de la vitesse de translation sur la force de frottement est analysée. Les effets de la rugosité du joint et du frottement sont pris en compte. Ces deux effets sont intégrés dans le modèle, à partir de la simulation en éléments finis de l'assemblage du joint. Les changements induits par ces deux paramètres sont présentés en détail.

Le Chapitre IV présente une analyse comparative des résultats numériques et expérimentaux sur les forces de frottement obtenues pour différentes pressions de service comprises entre 4 MPa à 20 MPa et à deux vitesses de translation.

Enfin, une conclusion générale résume les principaux résultats obtenus et présente les différentes perspectives qu'il serait intéressant d'envisager.

Chapitre I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

Les joints hydrauliques sont des éléments de machines utilisés dans des applications industrielles et aérospatiales pour assurer l'étanchéité en conditions dynamiques ou statiques.

Habituellement, un joint hydraulique est soumis pendant son fonctionnement à des conditions sévères, comme hautes températures et pressions. Un joint efficace doit prévenir les fuites d'huile hydraulique dans l'environnement pendant toute la durée de sa vie, en conditions de frottement minimales.



Fig. 1.1 Joints hydrauliques

Les joints en translation peuvent être [1]:

- à lèvres souples (symétriques ou asymétriques)

Par exemple : joints en "U".

Les lèvres souples s'éloignent en raison de la pression du lubrifiant, permettant ainsi l'étanchéité de l'espace arbre-logement.

- à section pleine

Par exemple : joints en "O"

Les joints à section pleine se déforment sous l'action de la pression de l'huile lubrifiante et forment un couvercle par l'extrusion du joint dans l'espace entre l'arbre et le logement.

Bien que les joints hydrauliques fassent partie des éléments vitaux des machines et que leur géométrie soit relativement simple, ils ne sont pas faciles à modéliser. Habituellement, les matériaux des joints n'obéissent pas à la loi de Hooke, leur comportement étant souvent non-linéaire. Cela rend impossible l'obtention de solutions analytiques exactes et complique les calculs numériques. En plus, la plupart des propriétés mécaniques de ces matériaux sont dépendantes de la température.

En outre, le facteur de vieillissement et celui d'oxydation du matériau influencent aussi les performances d'étanchéité.

La géométrie du joint joue un rôle très important. Dans les applications industrielles, on trouve un large éventail de formes : joint en "O, U, D, X, H" etc.

Ce travail de recherche est consacré à l'étude du comportement EHD (élastohydrodynamique) des joints en translation. Un modèle numérique est développé et validé avec des mesures réalisées sur un banc d'essais original, conçu par INOE 2000 IHP.

Pendant les 60 dernières années, les études de recherche expérimentales et numériques dans le domaine des joints hydrauliques ont connu une grande intensification. Dans ce premier chapitre nous en analysons les plus importantes.

1.2 Investigations expérimentales

Les études expérimentales sont indispensables à une compréhension correcte du mécanisme d'étanchéité des joints hydrauliques.

Les premières études concernant le comportement des joints en translation ont été effectuées à partir de 1944 par White et Denny [2] [3]. Denny [4] [5] [6] [7] [8] [9] [10] a continué la recherche concernant le frottement, les fuites, l'usure, l'effet de la rugosité et l'extrusion pour ces types de joints hydrauliques. Leurs études de recherche restent la plus importante contribution dans la compréhension du mécanisme de fonctionnement des joints hydrauliques.

Lawrie et O'Donoghue [11] ont poursuivi les travaux de White et Denny concernant la compréhension du mécanisme de lubrification des joints hydrauliques. Ils ont utilisé une méthode résistive pour déterminer qualitativement l'existence d'un film fluide sous le contact. Le joint testé est un joint en "U" de piston, en caoutchouc conducteur. Dans la fig.1.2 est représenté le banc d'essai utilisé pour analyser le frottement et les fuites du joint. Il permet de mesurer simultanément la force de frottement, la vitesse de translation, la pression et la résistance de contact du joint testé. La résistance 0 indique le contact direct entre joint et cylindre, la résistance infinie indique un régime de film fluide et une valeur intermédiaire indique un régime mixte. Un piston et un bloc de guidage transparent ont été

utilisés pour obtenir des photographies du joint pendant les expérimentations. La réflexion de la lumière du film d'huile contre le joint en caoutchouc noir donne des informations importantes sur le mécanisme de lubrification du joint pendant le fonctionnement.

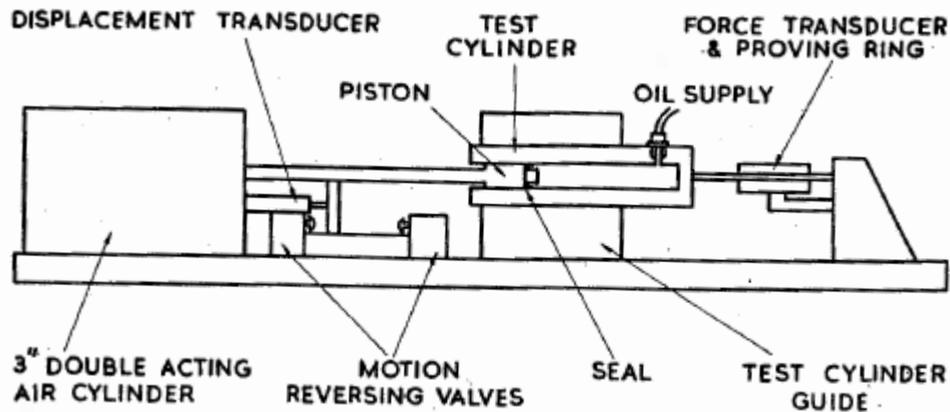


Fig. 1.2 Le dispositif expérimental pour des cycles continus de Lawrie et O'Donoghue

En comparant les résultats des tests sur les joints conducteurs aux photographies, une série de conclusions très intéressantes a été tirée.

Lawrie et O'Donoghue ont observé la formation de films fluides minces pendant la course d'entrée et de films fluides épais pendant la course de sortie. Après une période de repos du banc expérimental, la force de frottement enregistrée au démarrage a augmenté. Ils ont observé aussi que la valeur de la force de frottement enregistrée au démarrage dépend du temps de repos. Une autre conclusion importante de cette étude est que la géométrie du joint influence beaucoup ses performances. La lèvre et le talon du joint limitent les fuites et l'huile lubrifiante présente entre la partie dynamique du joint et le cylindre diminue le frottement.

Field et Nau [12] ont mesuré la force de frottement pour un seul joint rectangulaire de tige pendant les deux courses opérationnelles de la tige du piston, en utilisant des jauges de contraintes. Egalement l'épaisseur du film fluide sous le contact et les fuites ont été mesurées par une méthode capacitive. La capacitance a été montée dans le cylindre et le joint testé a été réalisé en caoutchouc conducteur. Le banc expérimental est un banc de BHRA (Association britannique de recherche hydromécanique), utilisé pour mesurer les performances des joints de translation.

Des films fluides minces ont été enregistrés pendant la course d'entrée, alors que pendant la course de sortie les films fluides deviennent plus épais. Lawrie et O'Donoghue ont observé la même différence de l'épaisseur du film fluide entre la course d'entrée et la course de sortie. L'influence de la pression et de la vitesse de translation sur l'épaisseur du

film pendant la course d'entrée et la course de sortie a été analysée. Pendant la course d'entrée, l'épaisseur du film diminue avec la pression, alors que pendant la course de sortie la pression augmente l'épaisseur du film fluide. L'effet de la vitesse de translation est moins accentué. La forme du film fluide pendant la course de sortie n'est pas uniforme comme pendant la course d'entrée car elle présente une ex-croissance près du coin de basse pression.

Les fuites nettes sont évaluées par la différence entre l'épaisseur du film enregistrée pendant la course de sortie et celle enregistrée pendant la course d'entrée. Pendant la course d'entrée, le frottement est de presque un ordre de grandeur de plus que pendant la course de sortie. Bien que les mesures du film fluide montrent que le joint travaille en condition de lubrification hydrodynamique, les grandes valeurs de la force de frottement indiquent qu'il travaille en condition de lubrification mixte.

Field et Nau [13] ont analysé les effets des paramètres géométriques sur le régime de lubrification des joints rectangulaires en élastomère. Le banc expérimental est celui utilisé dans l'étude précédente, mais cette fois il permet aussi la mesure de la pression de contact en utilisant un capteur de pression. L'épaisseur du film fluide a été mesurée sur la circonférence du joint, en huit points, par la rotation du joint autour de l'arbre. La procédure de mesure introduit des erreurs, dues à l'influence de la résistance du joint sur les mesures, mais elle est utile pour démontrer la présence de l'huile lubrifiante pendant la course d'entrée et la course de sortie. Ils ont observé aussi le changement de l'épaisseur du film fluide avec le changement de la course du piston. Ces variations d'épaisseur du film sont observables quand la course opérationnelle du piston est deux fois plus grande que la longueur de contact du joint. Ceci est donc une condition qui doit être respectée pour augmenter la durée de vie des joints qui fonctionnent en condition de courses opérationnelles courtes. Tous les paramètres de conception analysés influencent les performances du joint et la contrainte de contact. Pour réduire les fuites des joints, le coin situé du côté haute pression doit être arrondi et le coin côté air doit être carré. La variation de ces paramètres peut modifier le profil du film fluide et donc les performances du joint.

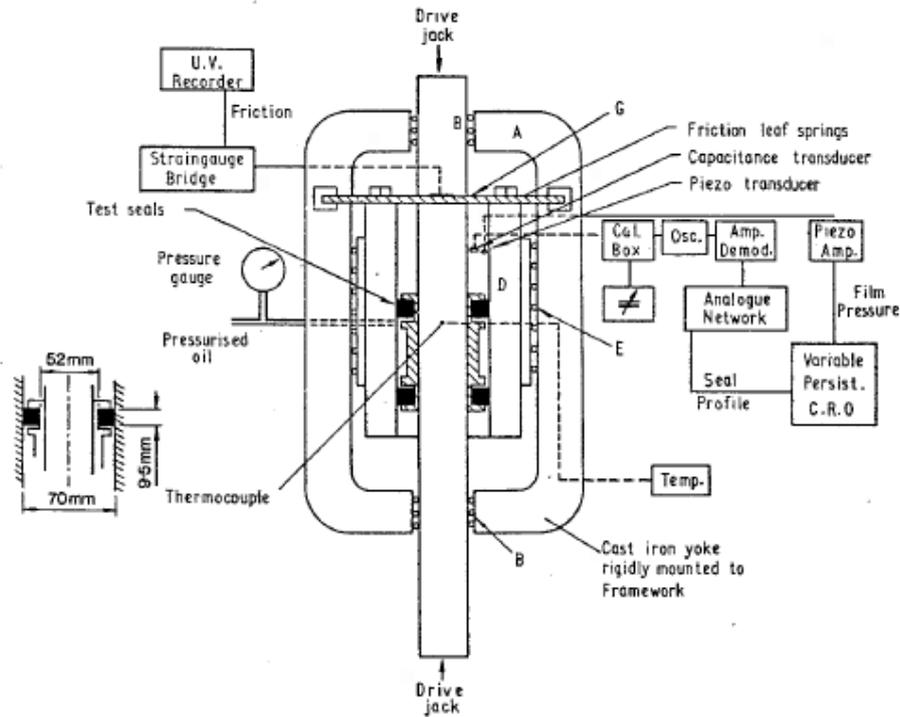


Fig. 1.3 Le dispositif expérimental de Field et Nau

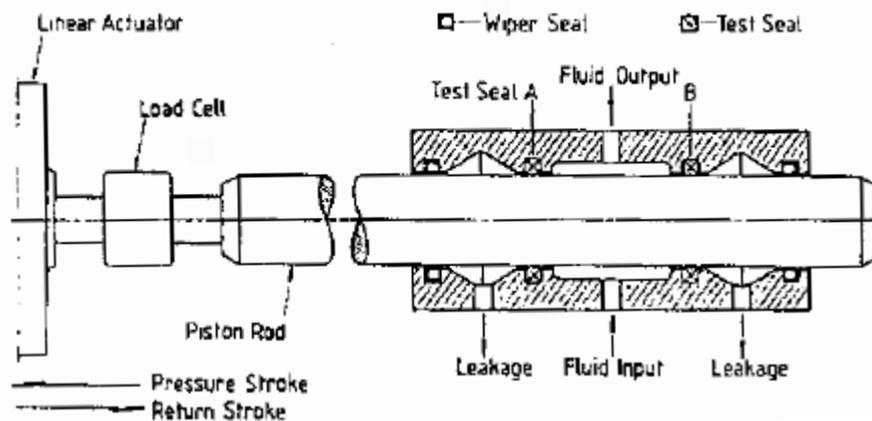


Fig. 1.4 Le dispositif expérimental du Flitney et Nau

Flitney et Nau [14] ont réalisé un programme de tests coordonné par BHRA. Les performances de trois types de joints fournis par la même source ont été évaluées par sept laboratoires différents, en respectant attentivement une procédure prescrite. Le schéma général des bancs utilisés est présenté dans la fig.1.4. Après la fin du programme, ils ont observé une dispersion entre les résultats expérimentaux obtenus par les sept laboratoires. Le manque des bancs d'essai standardisés représente la première cause de cette dispersion. Les opérateurs peuvent induire aussi quelques variations dans la procédure du test.

Prokop et Muller [15] ont mesuré les fuites, la capacité de pompage et la pression de contact statique pour un joint en PTFE. Pour mesurer les fuites et la capacité de pompage, ils ont utilisé les dispositifs expérimentaux représentés dans la fig.1.5 et la fig.1.6. La vitesse de

translation a été établie individuellement pour chaque direction de mouvement. Le joint soumis au test a été pressurisé avec une huile hydraulique de pression variable. L'arbre 1 permet le contrôle de la température par la circulation interne du fluide. Le joint 3 est alimenté par une huile à pression atmosphérique à l'aide d'un tube en verre muni d'une échelle. La course de l'arbre est maintenue constante à 600mm. Le niveau de l'huile a été enregistré après 100 courses opérationnelles.

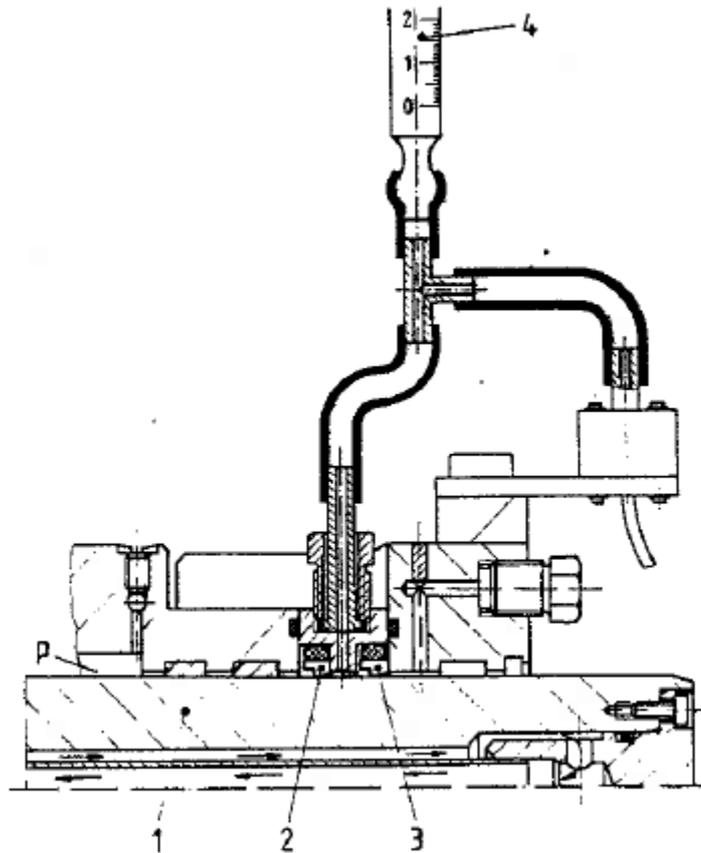
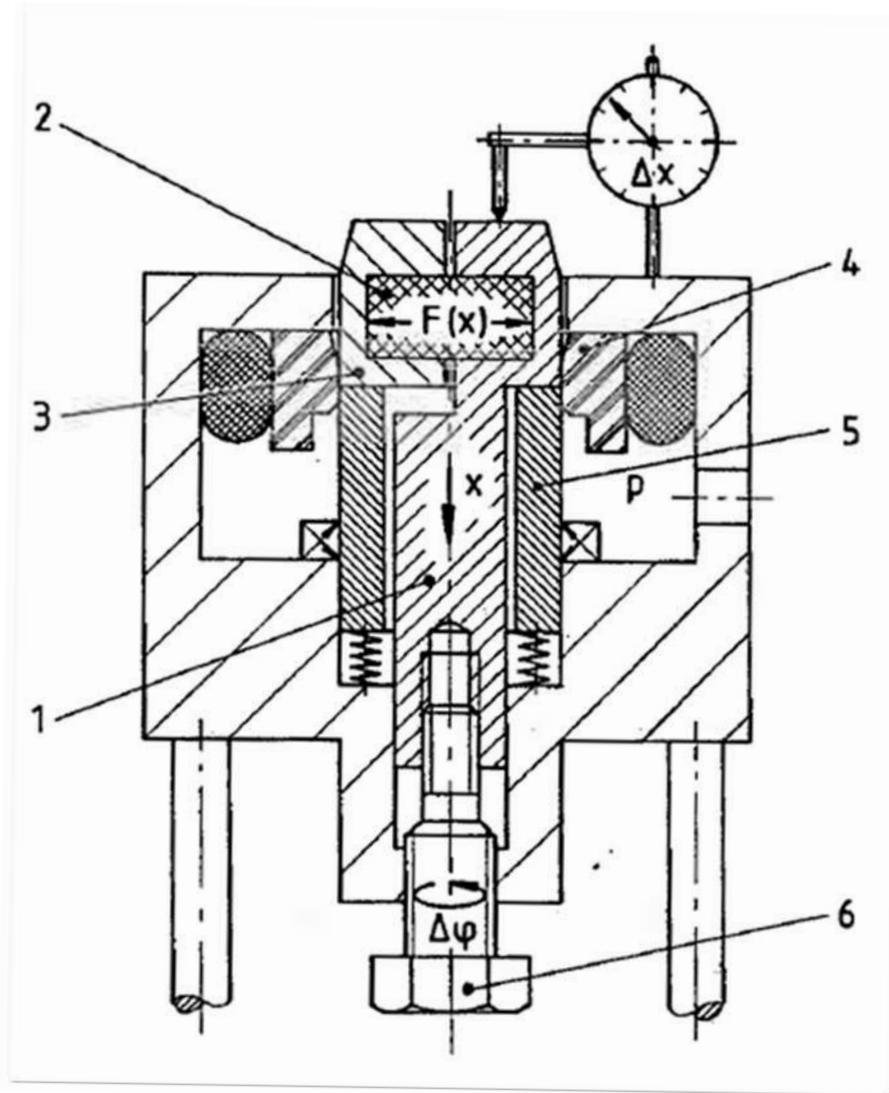


Fig. 1.5 Le dispositif expérimental de Prokop et Muller utilisé pour mesurer les fuites d'un joint en PTFE

Pour déterminer la pression de contact, ils ont utilisé un dispositif expérimental similaire à un radiomètre. Le joint testé est placé sur l'arbre 1. La vis 6 permet le déplacement de l'arbre et ainsi l'augmentation de la force radiale enregistrée sur le quartz grâce à l'augmentation de la force de contact joint-arbre. La force radiale enregistrée entre le joint et l'arbre représente l'intégrale de la pression de contact. Pour obtenir la pression de contact statique, Prokop et Muller ont donc différencié les forces radiales mesurées.



1. Guidage axial
2. Capteur en quartz
3. Partie sectionnée de l'arbre
4. Joint pressurisé
5. Douille
6. Vis différentielle

Fig. 1.6 Le dispositif expérimental de Prokop et Muller utilisé pour mesurer la pression de contact d'un joint en PTFE

Dans une publication, Vissher et Kanters [16] ont réalisé un état de l'art concernant les méthodes expérimentales utilisées pour déterminer la force de frottement, les fuites et l'épaisseur du film fluide des joints hydrauliques. En conclusion, les mesurages peuvent être perturbés très facilement si la procédure de mesure n'est pas rigoureuse.

Dans une autre étude [17], ils ont analysé l'effet de la rugosité de l'arbre selon la force de frottement et les fuites pour un joint rectangulaire en polyuréthane. Le dispositif expérimental permet le contrôle de la pression d'alimentation et de la vitesse de translation.

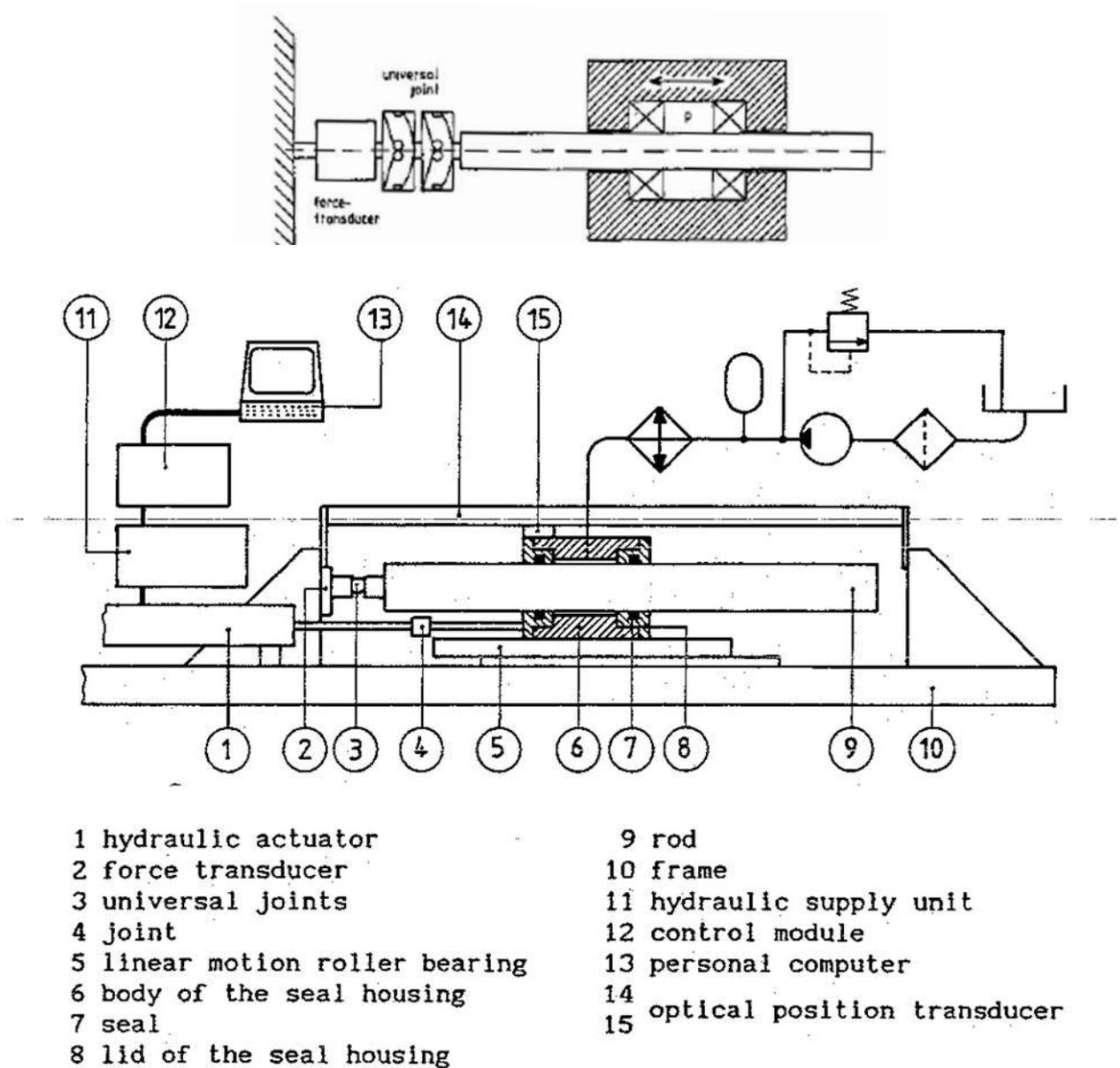


Fig. 1.7 Le dispositif expérimental de Kanters et Vissher

L'arbre est fixe et le mouvement de translation est effectué par le joint. Le banc expérimental permet les mesures de la force de frottement, des fuites pendant la course de sortie et de la température dans le cylindre.

Pour analyser l'effet de la rugosité de l'arbre, trois arbres de rugosité, d'environ 0.01, 0.05 et 0.34 μm , ont été testés. La rugosité du joint testé est de 0.54 μm . Dans une première étape, l'effet de la vitesse de translation et de la pression sur la force de frottement du joint pendant la course d'entrée et la course de sortie a été analysé, en utilisant un arbre en verre d'une rugosité de moins 0.01 μm . Pendant la course d'entrée, la force de frottement augmente avec la pression. La force de frottement augmente aussi avec la vitesse de translation, mais l'effet est moins accentué que l'effet de la pression. Pendant la course de

sortie, la force de frottement est presque indépendante de la pression et de la vitesse de translation. En outre, la force de frottement enregistrée pendant la course d'entrée est presque deux fois plus grande que la force de frottement enregistrée pendant la course de sortie. Les fuites après la course de sortie ont été déterminées par une méthode très simple et efficace. L'huile rémanente sur l'arbre après la course de sortie a été recueillie en solution d'hexane dans un conteneur et ensuite pesée. Le principe de cette méthode est très ancien et a été utilisé par plusieurs chercheurs. [3] [18] [19] [20] [21] [22] [23]

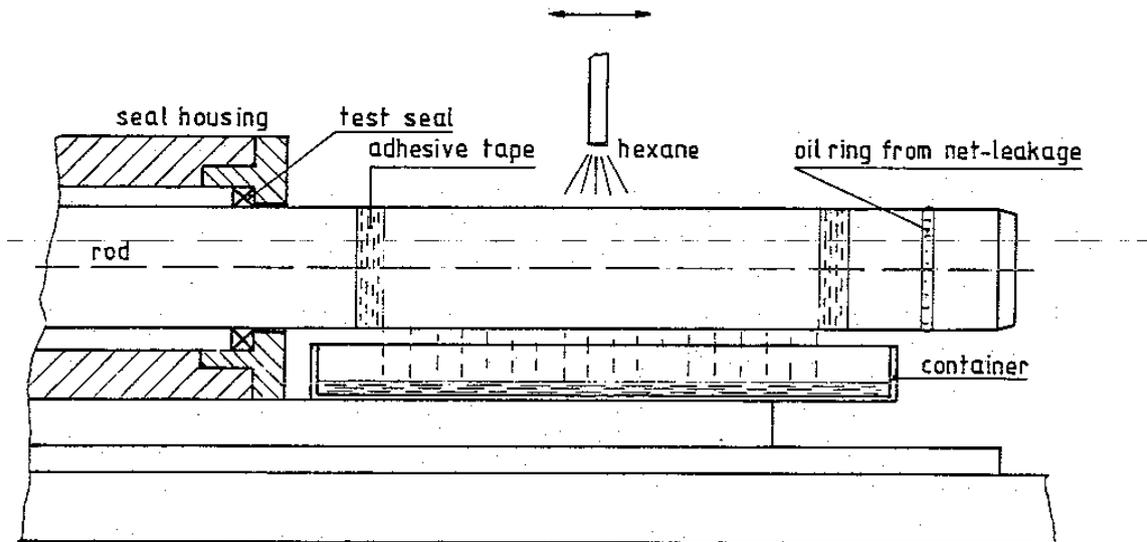


Fig. 1.8 Méthode de mesure des fuites pendant la course de sortie utilisée par Kanters et Vissher

L'influence de la vitesse de translation sur les fuites après la course de sortie a été analysée. Les fuites augmentent avec la racine carrée de la vitesse de translation.

Dans une seconde étape ont été analysées les influences de la rugosité de l'arbre sur la force de frottement et sur les fuites du joint. Pour l'arbre 1 et 2, la rugosité ayant un ordre de grandeur inférieur au joint, les forces de frottement sont presque identiques, ainsi que les fuites. Quand l'arbre de rugosité 0.05 est testé, la force de frottement enregistrée est un peu plus grande que pour l'arbre en verre, grâce à la diminution de la surface apparente de contact.

Pour l'arbre 3, à rugosité comparable à la rugosité du joint, la force de frottement augmente, ainsi que les fuites pendant la course de sortie.

Nwagboso [24] a analysé le phénomène de cisaillement de la section transversale d'un joint en translation, qui peut se produire au démarrage. La torsion du joint est le résultat des différentes forces de frottement et peut se produire aussi en condition stationnaire après l'assemblage. Comme la force de frottement dépend de la qualité des surfaces en contact, de la charge normale, de l'interférence du joint, de la viscosité de l'huile et de la vitesse de

translation, une variation de ces grandeurs influence les performances du joint en terme de fuites. La charge latérale du vérin peut diminuer l'interférence piston-cylindre. Ainsi le joint est comprimé entre les deux parties et la surface de contact devient variable. L'influence de la charge latérale du vérin hydraulique en verre sur la torsion d'un joint rectangulaire de piston est examinée expérimentalement en utilisant une méthode optique. Le joint testé est placé entre deux anneaux de soutenance en PTFE. Le but des expérimentations a été d'identifier la variation de la surface de contact dans trois cas : le fonctionnement normal, le début de torsion du joint et la torsion complète du joint. Une charge latérale de 25 N a été appliquée sur le vérin et une diminution de la surface de contact joint-cylindre a été alors observée au début de la torsion. En conditions statiques normales, la charge latérale de 25 N peut conduire à une augmentation de la force de frottement au démarrage. La diminution de la surface de contact avec la charge latérale augmente avec la torsion du joint.

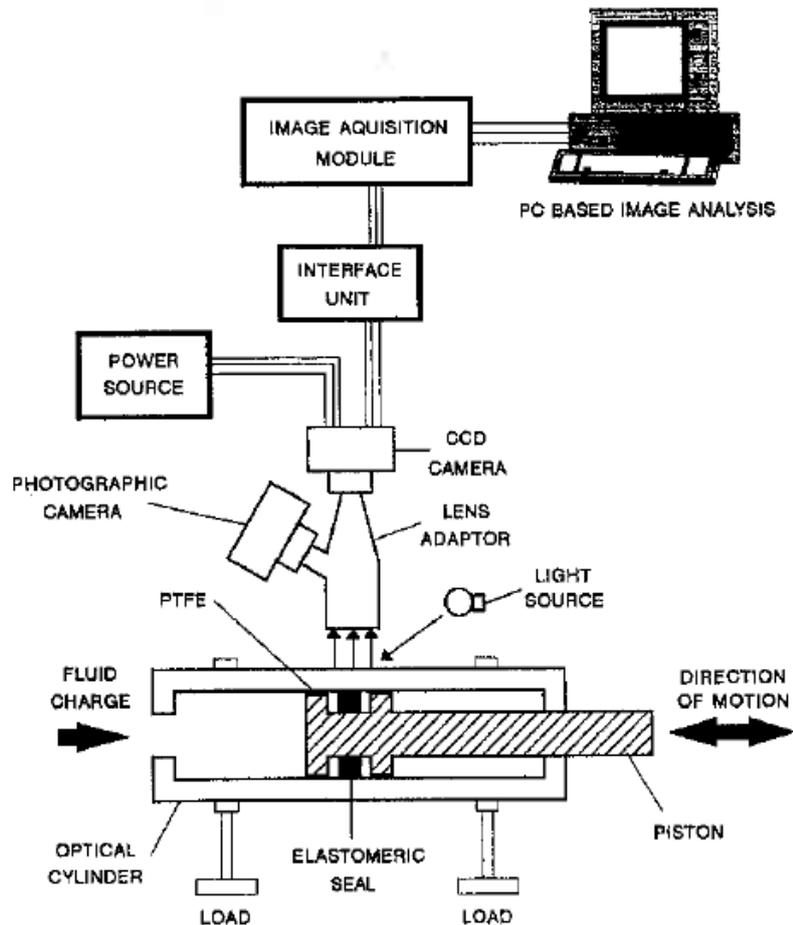


Fig. 1.9 Le dispositif expérimental de Nwagboso

Après la torsion complète du joint, les fuites sont maximales. Ces observations sont utiles pour améliorer les caractéristiques du frottement des joints en tenant compte de la variation de la surface de contact.

Kanzaki et Kawahara [25] ont utilisé l'interférométrie optique pour mesurer la hauteur du film lubrifiant en contact entre un spécimen en NBR et une plaque chromée en verre en mouvement de translation. L'interférence monochrome obtenue par une lampe à mercure et un filtre vert a été enregistrée avec un magnéscope via une caméra ITV. L'épaisseur du film fluide a été déterminée par la mesure de l'intensité d'interférence. Le dispositif expérimental permet aussi la mesure du déplacement de la plaque avec un potentiomètre, de la température de l'huile avec un thermocouple, de la force de frottement avec des jauges de contrainte et des fuites par collecte directe de l'huile restant du côté air après la course de sortie.

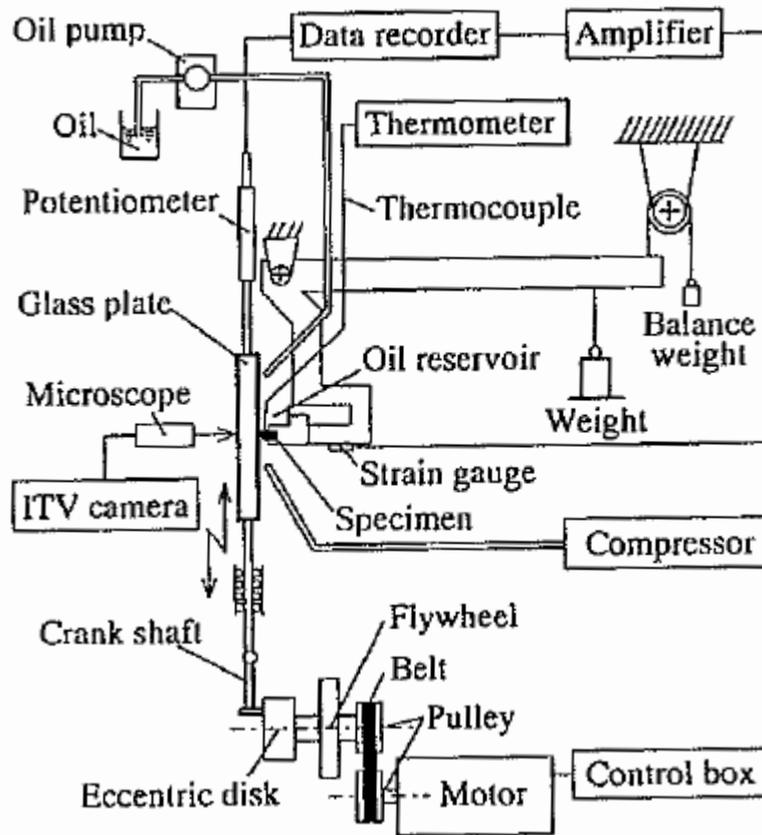


Fig. 1.10 Le dispositif expérimental de Kanzaki et Kawahara

L'effet de la longueur et de la fréquence de la course opérationnelle sur la force de frottement et la hauteur du film fluide a été analysé. Pendant la course de sortie se produit le phénomène de cavitation et pour cette raison, lors de la course d'entrée, le film fluide devient mince. La force de frottement est directement liée à l'épaisseur du film fluide ; c'est ainsi que la force de frottement pendant la course d'entrée est plus grande que la force de frottement pendant la course de sortie. La fréquence cyclique des courses opérationnelles augmente l'épaisseur du film fluide. De même, l'épaisseur du film fluide est maximale au

centre de la course opérationnelle et minimale à l'extrémité. Si la longueur de la course est en-dessous de la valeur critique, le phénomène d'adhésion se produit.

Rana [26] a développé un dispositif expérimental capable de mesurer la force de frottement et de visualiser le phénomène de contact entre un joint rectangulaire en élastomère et une plaque en mouvement de translation. Le dispositif est équipé d'un microscope ayant sa propre source de lumière et d'une caméra vidéo qui permet l'observation directe du phénomène de contact pendant les expérimentations. Pour simuler correctement la charge du joint, Rana a utilisé un poids réglable qui presse la plaque en contact avec le joint. La force de frottement est mesurée par un capteur piézoélectrique. Les paramètres réglables sont : la charge du joint, la vitesse de translation de la plaque, la longueur de la course opérationnelle et la rugosité de la plaque. Pendant les expérimentations ont été analysées l'influence de la vitesse de translation de même que la rugosité de la plaque sur la force de frottement. Les vitesses de translation testées sont de 15, 75 et 110 mm/s.

Pour le cas du joint et de la plaque en verre, la force de frottement est indépendante de la vitesse de translation. Cela signifie que, dans cet écart de vitesses, les conditions de formation du film fluide ne sont pas réalisées.

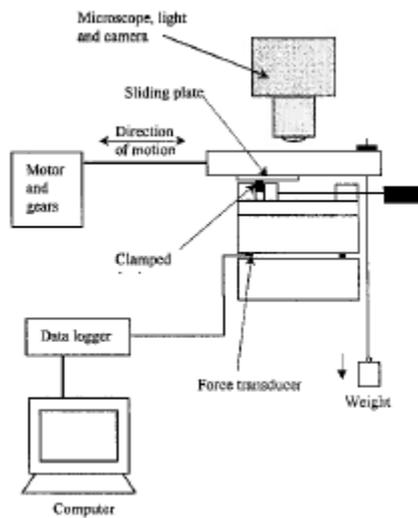


Fig. 1.11 Le dispositif expérimental de Rana

Quand on a remplacé la plaque en verre par une plaque en acier, la force de frottement mesurée a augmenté de presque 70%. La vitesse de translation augmente aussi la force de frottement. La cause en est la croissance de la composante hystérétique de la force de frottement. La surface du joint est affectée et l'huile lubrifiante peut être contaminée par des particules d'élastomère détachées de la surface du joint. Les micro-canaux créés sur la

surface du joint par les rugosités de la plaque en acier augmentent les fuites, encourageant le transport du lubrifiant à l'extérieur.

Le banc d'essai a été amélioré [27] afin d'augmenter la flexibilité et la précision des mesures. Le nouveau banc simule le fonctionnement d'un vérin hydraulique réel aux dimensions et excentricités selon les spécifications utilisées dans le design de l'industrie aérospatiale. La tige du piston est réalisée en verre et à l'intérieur un baroscope est placé pour permettre la visualisation du phénomène de contact joint-tige.

Le baroscope est pourvu d'une source propre de lumière, d'une caméra vidéo et d'un ordinateur. La possibilité de mesurer l'épaisseur du film lubrifiant n'est pas implémentée, mais elle est en cours de développement. Le dispositif permet aussi la mesure de la force de frottement pour un couple de deux joints rectangulaires, avec un capteur piézoélectrique. La longueur de la course opérationnelle (10.5 mm) est relativement grande par rapport à la longueur du joint de contact (3.45 mm). L'influence de la pression et de la vitesse de translation selon la force de frottement a été analysée.

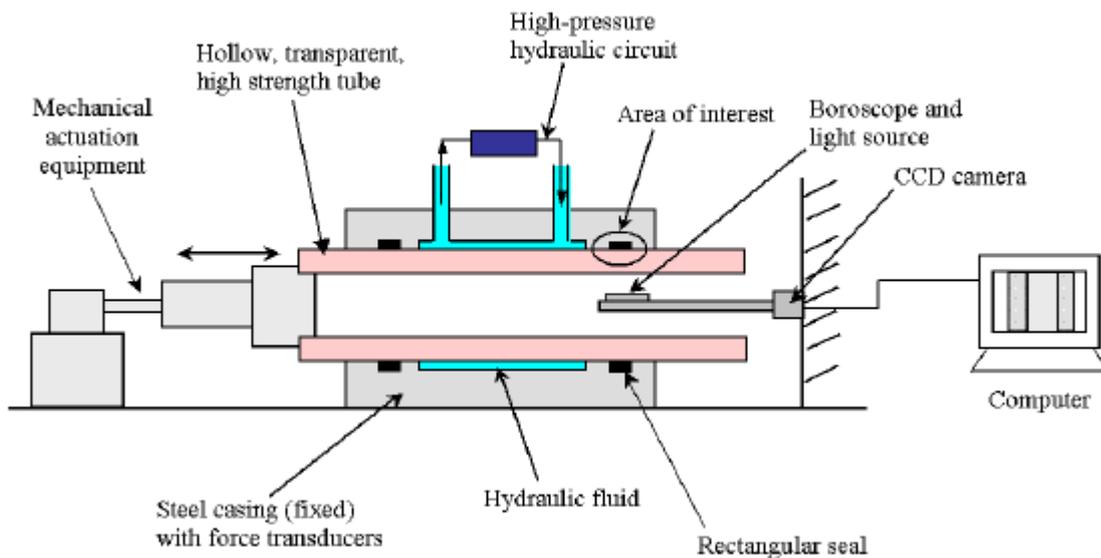


Fig. 1.12 Le dispositif expérimental développé de Rana

La force de frottement augmente avec la pression, mais à hautes pressions cet effet diminue. L'explication est que la pression conduit à l'augmentation de la charge des joints, donc de la force de frottement, mais dans le même temps les gradients de pression encouragent la formation du film fluide, donc la diminution du frottement.

La variation de la force de frottement avec la vitesse de translation est spécifique au régime de lubrification hydrodynamique, mais les grandes valeurs des forces de frottement mesurées indiquent un régime de lubrification mixte.

En analysant les images 2D du film de lubrifiant en contact, une distribution inégale a été observée. Cette distribution est due à la variation de la pression de contact. Les valeurs basses des vitesses de translation testées accentuent l'effet d'usure des joints, qui devient visible à partir de la première course opérationnelle. De même, la pression d'alimentation encourage la formation du film fluide, cet effet étant démontré aussi par les valeurs mesurées de la force de frottement.

C. Debler [28] a utilisé un dispositif expérimental pour déterminer la force de frottement, les fuites et l'épaisseur du film fluide pour un joint de translation à trois lèvres. Le dispositif expérimental est placé dans une chambre pressurisée. La pression à l'intérieur de la chambre est mesurée avec un capteur de pression et la pression à l'extérieur est supposée connue. De cette manière, la force de frottement peut être déterminée.

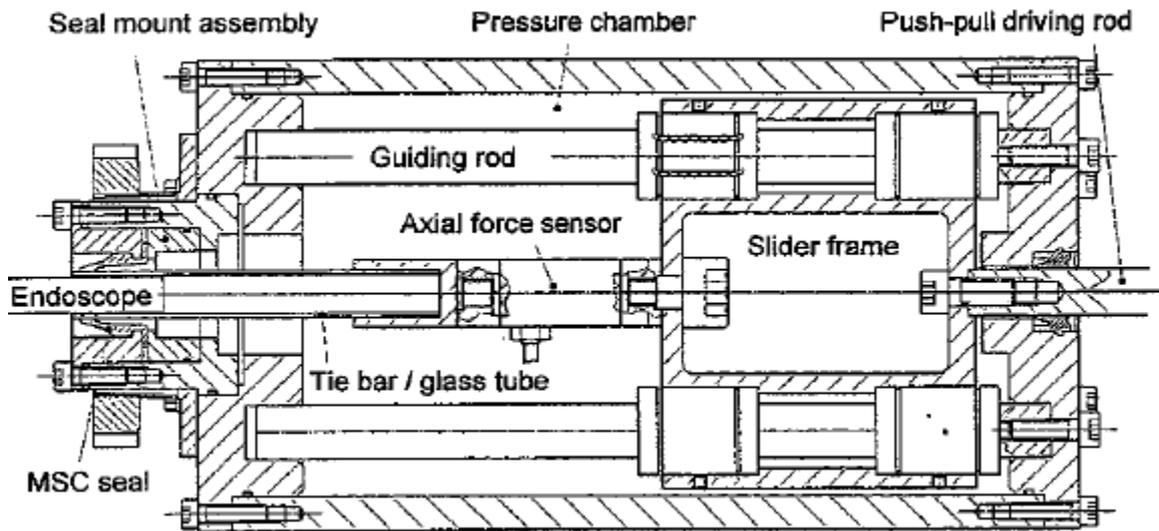


Fig. 1.13 Le dispositif expérimental de Debler

Le dispositif a l'avantage de pouvoir être mis dans une chambre de température et de cette façon on peut observer l'influence de la température sur la force de frottement. Pour observer les fuites du joint, le piston en acier a été remplacé par un piston en verre. Les fuites sont directement observées par un endoscope placé dans le piston en verre. L'épaisseur du film est déterminée par une méthode basée sur la fluorescence.

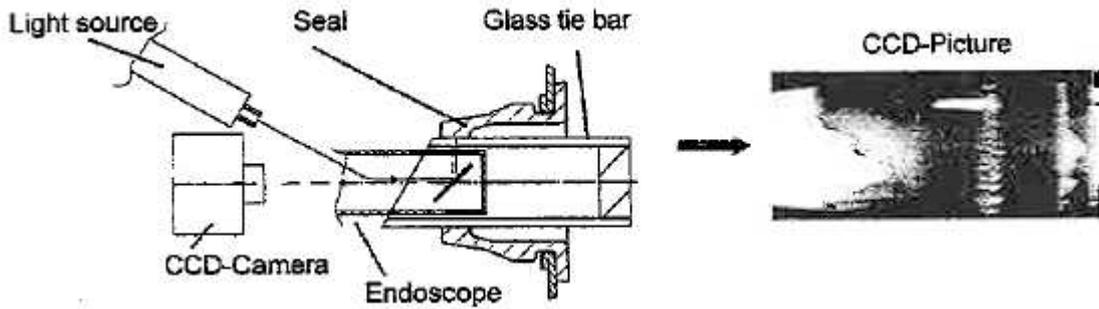


Fig. 1.14 La configuration de la méthode fluorescente

Une solution fluorescente est dissoute dans le lubrifiant. Ensuite, le lubrifiant est illuminé à travers l'endoscope à lumière ultraviolette. L'intensité de la fluorescence est évaluée pour déterminer l'épaisseur du film fluide.

Les mesures de la force de frottement sont très précises. La rugosité du piston en verre a été modifiée pour être similaire à la rugosité d'un piston en acier.

Plus récemment, Lothar Horl [29] présente quelques méthodes utilisées pour détecter la décroissance de la capacité d'étanchéité d'un joint de tige avant l'apparition des fuites. Les résultats de ces travaux sont utiles dans le développement du design des joints afin d'augmenter leur durée de vie. Les joints soumis aux tests sont des joints en "U" en polyuréthane. Des joints neufs, ainsi que des joints usagés ont été testés. Pour évaluer la capacité d'étanchéité d'un joint hydraulique, Horl a mesuré les fuites, la capacité de pompage du joint et l'épaisseur du film fluide en contact.

Pour mesurer les fuites, un joint est monté sur un cylindre hydraulique réel et l'huile perdue est recueillie directement.

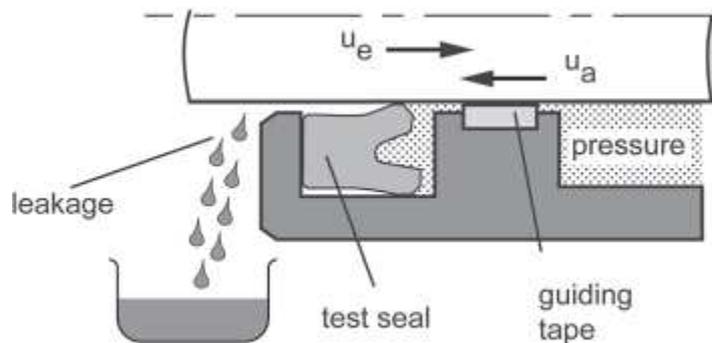


Fig. 1.15 Les mesures des fuites avec le dispositif expérimental de Horl

Pour mesurer la capacité de pompage, Horl a utilisé un joint secondaire placé du côté air. L'espace entre les deux joints a été inondé d'huile hydraulique. La variation du volume du fluide a été mesurée avec une colonne montante. Quand le volume du fluide augmente, le

joint commence à fuir et quand le volume de fluide diminue, la capacité de pompage du joint augmente. Cette méthode permet de connaître la valeur critique de fonctionnement sans fuite d'un joint.

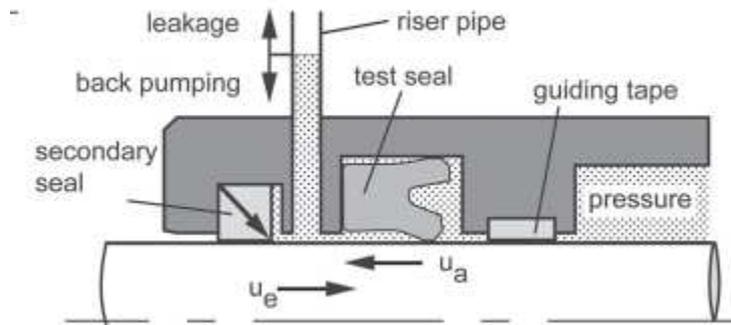


Fig. 1.16 Les mesures de la capacité de pompage faites avec le dispositif expérimental de Horl

Pour mesurer l'épaisseur du film fluide en contact, Horl a utilisé une méthode nouvelle et très performante : l'ellipsométrie. Cette méthode permet la mesure des épaisseurs de moins d'un nanomètre. Elle consiste dans le changement des polarités d'un faisceau de lumière polarisée reflété entre deux matériaux optiques. Avec les propriétés optiques connues de l'air, du film de lubrification et de la tige hydraulique chromée, ainsi qu'avec le changement de la polarisation du faisceau lumineux, l'épaisseur du film lubrifiant peut être déterminée. Le dispositif expérimental utilisé permet les mesures de l'épaisseur du film fluide en contact pour un seul joint pendant la course d'entrée et la course de sortie.

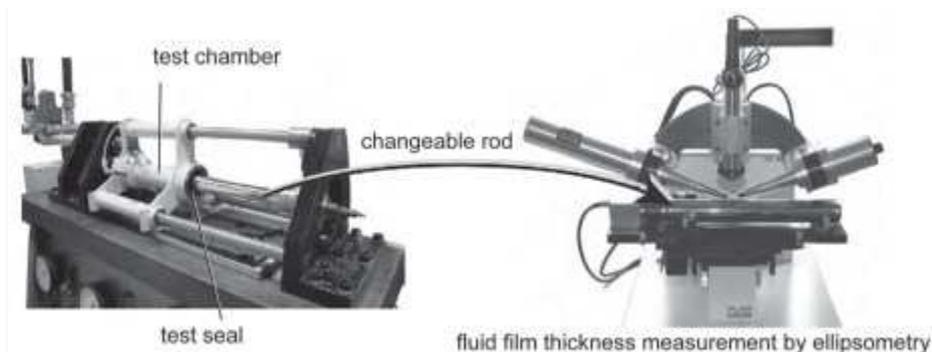


Fig. 1.17 Les mesures de l'épaisseur du film fluide par l'ellipsométrie avec le dispositif expérimental de Horl

Les fuites sont déterminées par la différence entre l'épaisseur du film pendant la course de sortie et l'épaisseur du film pendant la course d'entrée. L'ellipsométrie permet aussi les mesures de l'épaisseur du film fluide sur la longueur de la circonférence de l'arbre pendant sa translation. En circonférence, l'épaisseur du film varie beaucoup. Cette variation a été rencontrée aussi pour les joints neufs soumis aux tests. Elle est la conséquence des petits défauts géométriques du joint.

Bullock [30] a développé un dispositif expérimental capable de mesurer la force de frottement pour un seul joint pendant la course d'entrée et la course de sortie. Les mesures expérimentales ont été utilisées pour valider un modèle numérique. Deux modèles numériques ont été proposés : l'un est basé sur la théorie inverse et calcule l'épaisseur du film en résolvant l'équation de Reynolds à partir de la distribution de pression de contact statique obtenue par la FEM et l'autre est un modèle de lubrification mixte qui couple la pression du contact entre les aspérités des surfaces et la pression du fluide. Le joint analysé est un joint en "U".

Le dispositif expérimental permet le contrôle de la vitesse de translation de la tige et de la pression d'alimentation. Le paramètre mesuré est la force de frottement en fonction de la vitesse de translation pendant la course d'entrée et la course de sortie

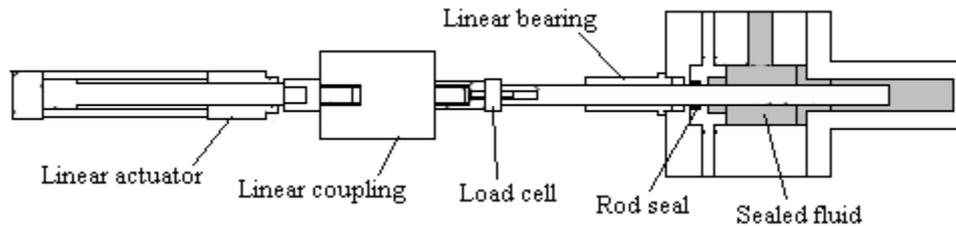


Fig. 1.18 Le dispositif expérimental de Bullock

Le modèle de lubrification mixte est plus approprié aux résultats expérimentaux. Dans tous les cas, les résultantes calculées ont un ordre de grandeur moindre que les résultats expérimentaux. Cela peut indiquer un régime limité de lubrification. La force de frottement pendant la course d'entrée est plus grande que la force de frottement pendant la course de sortie, en raison de la cavitation qui se produit pendant le début de la course d'entrée. La théorie inverse ne prend pas en compte les phénomènes de cavitation, ce qui explique que les forces de frottement sont presque égales pendant la course d'entrée et la course de sortie. Les expérimentations antérieures de ce type ont été réalisées pour des joints rectangulaires et les forces de frottement obtenues sont plus grandes que celles obtenues pour les joints en "U". Le modèle de Greenwood Williamson utilisé dans le modèle de lubrification mixte pour obtenir la pression de contact entre les aspérités des surfaces donne de bons résultats pour les joints rectangulaires, mais dans ce cas la force de frottement obtenue pendant la course d'entrée est différente de celle obtenue expérimentalement. En conclusion, cet algorithme n'est pas un algorithme généralement recommandable pour tous les types de joints.

Pour modéliser le comportement des joints hydrauliques en translation, des modélisations numériques ont été réalisées.

1.3 Etudes numériques

1.3.1 Influence du matériau

Le premier défi réside dans la modélisation du comportement non-linéaire du matériau du joint qui est d'habitude un élastomère. En effet, les études de Bauman [31] et Person [32] concernant le comportement des élastomères sont très complexes et détaillées et peuvent être considérées comme des guides pratiques très utiles pour l'industrie des élastomères. En outre, Patrick Heuillet [33] a réalisé une recherche de modélisation du comportement des élastomères à partir d'un ensemble complet d'essais expérimentaux. L'étude bibliographique de Nikas [34] concernant les joints hydrauliques présente les principales caractéristiques de comportement des élastomères.

Les logiciels de calcul utilisent des modèles mathématiques qui décrivent ce comportement. Néanmoins, tous ces modèles ont besoin d'un certain nombre de données expérimentales selon le cas étudié et les lois de comportement les plus connues utilisées pour décrire le comportement d'un élastomère sont présentées dans le travail d'Aidy Ali [35]. Enfin, Chevalier [36] présente les essais expérimentaux nécessaires pour caractériser le comportement d'un élastomère en choisissant une loi de comportement adéquate.

Une comparaison entre une loi de comportement utilisée pour décrire un comportement élastique linéaire et une loi de comportement hyper élastique (Money Rivlin) utilisée pour décrire des comportements non-linéaires a été réalisée par Nikas et Sayles [37]. Ils ont analysé les effets des deux lois de comportement sur un joint rectangulaire en élastomère et ils ont observé que les différences entre les résultats obtenus avec les deux modèles dépendent des conditions de fonctionnement du joint. En conditions normales, les différences sont entre 0 et 5%, mais en conditions sévères, elles peuvent atteindre 15%. Le modèle linéaire est adéquat pour les matériaux avec des déformations de moins de 10%. Ils ont analysé l'influence des deux lois de comportement sur les grandeurs caractéristiques d'un joint d'étanchéité, à savoir l'apparition des fuites et la force de frottement. La loi de comportement du matériau influence les fuites quand le joint est soumis à des conditions sévères de fonctionnement, mais en termes de frottement l'influence des modèles utilisés est négligeable.

L'évaluation des fuites et du frottement de joint a été réalisée en supposant un contact lubrifié entre le joint et la tige du piston. En d'autres termes, l'équation de Reynolds a été calculée afin de trouver la pression et la distribution d'épaisseur du film dans le contact. Les joints en translation sont d'habitude axisymétriques et dans presque toutes les études la forme unidimensionnelle de l'équation de Reynolds a donc été employée. Une autre

simplification des calculs pour l'évaluation des performances des joints hydrauliques est d'ignorer les effets transitoires et de traiter le problème de lubrification seulement pour l'état d'équilibre. Pour résoudre le problème EHD des joints hydrauliques, deux méthodes principales sont utilisées : la méthode inverse hydrodynamique et la méthode directe.

Nau [38] et plus récemment Nikas [34] ont publié des études bibliographiques concernant le problème des joints hydrauliques en translation.

1.3.2 Méthode directe

La méthode directe est utilisée pour analyser le régime de lubrification mixte et les effets des rugosités des surfaces en contact. Le régime de lubrification mixte n'a jamais été analysé par la méthode inverse. Les conditions de lubrification mixte peuvent être prises en compte par deux approches distinctes : déterministes et stochastiques. L'approche stochastique semble plus faisable, compte tenu de la longueur de contact du joint.

La première hypothèse, en utilisant l'approche stochastique, est que la pression représente la somme de la pression hydrodynamique et de la pression de contact enregistrée entre les rugosités des surfaces. La pression de contact enregistrée entre les rugosités est une fonction de la séparation des surfaces. [39].

Dans la deuxième approche, l'équation de Reynolds est modifiée en utilisant les facteurs d'écoulement calculés avec le modèle de Patir et Cheng [40], afin d'inclure les effets des rugosités du joint.

Salant et ses collaborateurs ont poursuivi cette méthode pour calculer les caractéristiques des joints en "U" en translation [41]. La même méthode a été utilisée pour étudier des joints à deux lèvres, des joints en tandem et des joints à échelon en PTFE [42], [43], [44].

Le calcul EHL est réalisé en trois étapes. Premièrement, une matrice de compliance est déterminée par une modélisation en éléments finis de l'assemblage du joint étudié.

Deuxièmement, l'équation Reynolds est modifiée afin de prendre en compte les effets des rugosités, en utilisant les facteurs d'écoulement calculés avec le modèle de Patir et Cheng [40] et le débit dans la région de rupture de film fluide est corrigé d'après Payvar et Salant [45]. L'équation prend aussi en compte la conservation du débit dans le contact. La pression dans le contact représente la somme de la pression hydrodynamique et de la pression de contact enregistrées entre les rugosités du joint et la surface de l'arbre considérée lisse. L'épaisseur du film fluide est aussi divisée en deux termes : le premier est l'épaisseur statique enregistrée dans le cas où la pression de contact calculée par éléments finis est égale à la pression de contact entre les rugosités du joint et la surface lisse de la tige ; le second

terme est dû à la déformation du joint. La lubrification mixte apparaît quand l'épaisseur du film fluide est trois fois moindre que la rugosité moyenne du joint. Salant et all. [46] ont analysé l'effet des rugosités, de la vitesse de translation, ainsi que les phénomènes des cavitations sur les fuites d'un joint en "U". Les rugosités augmentent les fuites, alors que la vitesse de translation et les phénomènes de cavitation ont un effet réduisant.

Salant [47] a réalisé une étude comparative entre les performances d'un joint en "U" de tige et un joint torique de tige, en termes de frottement et fuite. Les performances d'étanchéité du joint en "U" sont nettement supérieures à celles du joint torique.

Salant [48, 49, 50] a modifié le modèle précédent afin d'étudier le cas transitoire pour un joint en "U". Comme hypothèse simplificatrice, il a considéré la pression de contact constante en temps. Ses résultats valident ceux obtenus à partir de l'analyse statique. Les résultats de Salant sont aussi en accord avec les résultats expérimentaux de Kanters, Vissler, Lawrie et O'Donoghue.

Nikas [51] a utilisé lui aussi la méthode directe pour étudier les performances des joints rectangulaires de translation en élastomère. Le modèle prend en compte la rugosité des surfaces en contact et n'a pas besoin d'une détermination préliminaire de la pression de contact ou d'une matrice de compliance. Le modèle numérique est composé d'un système de deux équations : l'équation bidimensionnelle de Reynolds et les équations de l'élasticité du joint. Pour introduire les effets des rugosités, Nikas a utilisé l'équation de Reynolds modifiée par Patir et Cheng. Concernant l'épaisseur du film fluide, l'effet de la pression est plus important que l'effet des rugosités. L'épaisseur du film augmente avec la pression en réduisant le nombre de contacts entre les rugosités des surfaces. De plus, l'épaisseur moyenne du film est presque indépendante des rugosités des surfaces en contact. La méthode est rapide, n'a pas besoin des ressources informatiques importantes et donne la possibilité d'étudier l'influence de plusieurs paramètres sur les performances des joints.

Nikas [52] a utilisé cette méthode pour étudier le phénomène d'extrusion des joints rectangulaires en translation. L'objectif de cette étude a été de diminuer ou d'éliminer l'apparition de ce phénomène pendant le fonctionnement. L'extrusion des joints hydrauliques n'est pas influencée par la vitesse de translation ou par la viscosité du fluide hydraulique. La tendance d'extrusion du joint augmente avec la pression d'étanchéité et l'interférence joint-arbre et diminue avec la largeur, le rayon de courbure et la dureté du joint. Nikas donne aussi deux solutions constructives à ce problème : l'utilisation d'une bague anti-extrusion ou l'utilisation des joints avec le côté air arrondi. La deuxième solution n'est pas très recommandable, parce que le rayon de courbure du coin du joint peut diminuer à cause de l'usure du joint pendant fonctionnement.

Dans un autre travail de recherche, Nikas [53] a étudié la solution constructive joint rectangulaire-bague anti-extrusion. Il a découvert que les bagues anti-extrusion ont également un rôle d'étanchéité s'ils sont installés dans une interférence initiale avec l'arbre et ont un module d'élasticité de l'ordre de 1 GPa. En conditions de fonctionnement à températures élevées, les fuites enregistrées après une course opérationnelle sont significativement réduites. Les fuites par cycle augmentent légèrement avec l'interférence arbre-bague de soutenance et diminuent aussi légèrement avec la pression d'étanchéité. La bague anti-extrusion avec des modules d'élasticité plus grands réduit significativement les fuites par cycles. La rugosité de la bague anti-extrusion a une influence négligeable sur les fuites.

Avec le même modèle numérique, Nikas a étudié les caractéristiques EHD d'un tandem de joints rectangulaires [54]. Cet arrangement de deux joints réduit de 50 à 70% les fuites du système. Le seul problème est la pression accumulée entre les deux joints pendant le fonctionnement, pression qui peut affecter le système après un certain nombre de courses opérationnelles. Le nombre critique de courses opérationnelles peut être déduit et de même il peut être augmenté en élargissant l'espace entre les deux joints. Nikas [55] a amélioré le modèle précédent en considérant la pression d'étanchéité et la vitesse de translation variables au cours du temps pour étudier aussi la situation transitoire d'un joint rectangulaire.

1.3.3 Méthode directe hybride

La méthode directe hybride est basée sur la modification des logiciels de calcul de structure, afin de prendre en compte les effets hydrodynamiques dans la zone de contact. Elle est utilisée pour résoudre le problème EHD pour joints hydrauliques.

Ongun [56] a développé un nouveau type d'élément 2D avec Abaqus, appelé "élément d'interface hydrodynamique", pour des composantes en caoutchouc. La formulation est basée sur l'équation de Reynolds 1D couplée à l'approche stochastique de calcul du contact de Greenwood et Williamson. Ils ont testé ce type d'élément en analysant un joint torique. L'épaisseur du film fluide et la distribution de la pression de contact à différentes vitesses de glissement ont été calculées, pour le régime de lubrification hydrodynamique et pour le régime mixte aussi. A basses vitesses, le contact entre les rugosités du joint et la tige du piston devient observable. Une approche similaire est proposée par Stupkiewicz et Marcinişzyn [57]. Ils ont analysé l'influence du frottement sur l'épaisseur du film calculée pour un joint torique et un joint rectangulaire. En négligeant le frottement, l'épaisseur du film est sous-estimée pour la course d'entrée de la tige du piston d'environ -1% à -3% et

surestimée pour la course de sortie d'environ 2% à 15% pour le joint rectangulaire. Pour le joint torique, l'épaisseur du film n'est pas influencée par le frottement.

1.3.1 Méthode inverse

La théorie inverse fait l'hypothèse d'égalité entre la pression de contact statique et la pression hydrodynamique du lubrifiant. Cette hypothèse est acceptée lorsque la déformation radiale imposée par l'épaisseur du lubrifiant est négligeable par rapport aux déformations des joints induites pendant la mise en service.

La pression de contact statique peut être mesurée expérimentalement, mais cette approche diminue l'intérêt de la modélisation numérique. La pression de contact est généralement calculée en fonction de l'interférence du joint et de la pression de service.

Comme la pression du lubrifiant est connue, la forme cubique d'équation de Reynolds est calculée afin d'obtenir l'épaisseur du film fluide.

Kanters et al. [58] présente une méthode de calcul des caractéristiques EHL pour un joint rectangulaire en élastomère en utilisant la théorie inverse. Le cas analysé est le cas stationnaire, isotherme et parfaitement lubrifié. Les effets des rugosités des surfaces en contact et de la piezoviscosité sont négligés. La pression de contact statique est obtenue par la modélisation avec éléments finis de l'assemblage du joint. Le matériau du joint est décrit avec le modèle Neo Hook, choisi à partir d'un test de traction uni axiale. Un code de calcul élaboré permet d'accéder à 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 résultats numériques ont été comparés avec les résultats expérimentaux obtenus pour un joint rectangulaire en polyuréthane. Les différences sont de moins de 10% mais comme les conditions imposées par la théorie inverse sont des conditions de fonctionnement idéales, cette méthode est utile seulement pour l'optimisation des joints désignés.

Nikas et Sayles [59] ont développé un modèle numérique basé sur la théorie inverse pour résoudre le problème EHD d'un joint rectangulaire. La particularité consiste dans le calcul analytique de la pression de contact, en évitant un calcul par éléments finis. Ainsi, les dérivés de la pression sont déterminés analytiquement et le calcul de l'épaisseur du film par la méthode inverse devient plus facile et plus rapide. Ils ont approximé les effets hydrodynamiques dans la région d'entrée en fonction des conditions de fonctionnement du joint. Les effets des rugosités des surfaces en contact sont négligés parce que les auteurs considèrent qu'après quelques courses opérationnelles les joints en élastomère deviennent

lisses sous l'action de la pression de contact. L'effet de la température sur les performances du joint a été analysé. Ils ont démontré qu'en conditions de températures élevées, l'épaisseur du film fluide, tout comme la force de frottement et les fuites du joint, décroissent. Nikas et Sayles [60] ont utilisé pour la première fois la méthode inverse pour analyser le cas transitoire. Dans ce but, ils ont considéré que la pression restait constante pendant toute la durée de la course.

Les résultats obtenus pour le cas statique et le cas transitoire sont en accord avec les résultats expérimentaux existant dans la littérature de spécialité. Même si le modèle n'est pas très précis, il est très simple et donne des résultats corrects.

Le modèle précédent a été amélioré afin d'analyser les joints composites avec deux parties PTFE et une partie centrale en élastomère, utilisés dans l'industrie aéronautique pour les actionneurs rotatifs [61]. Le but est l'optimisation du joint composite par rapport au joint en élastomère. La composition de PTFE a varié entre 0 et 90% et les résultats en termes de frottement, fuite, extrusion et épaisseur de film ont été comparés aux résultats obtenus pour le joint en élastomère. Le meilleur compromis pour la fuite et le frottement est obtenu avec un joint en PTFE en proportion de 60%. Les performances de ce joint ont été analysées à trois températures situées dans l'écart -54 et 99°C. Le joint en composite est plus performant en termes de frottement et extrusion que le joint en élastomère. Il a un petit désavantage en ce qui concerne les fuites. Elles augmentent à températures élevées, mais le gain obtenu en termes de frottement n'est pas négligeable.

1.4 Conclusion

Dans ce chapitre introductif, nous avons réalisé une présentation générale des joints hydrauliques et nous avons présenté la situation actuelle des études dans ce domaine de recherche.

La richesse des investigations expérimentales et numériques rencontrées dans la littérature de spécialité démontre l'importance et l'intérêt porté à ce sujet.

Les études expérimentales sont indispensables à la compréhension du comportement complexe des joints hydrauliques, mais la réalisation des mesures et des observations sont d'une grande difficulté vu la dimension submillimétrique de la zone de contact. Les expérimentateurs utilisent souvent des arbres en verre transparent afin de surmonter la difficulté d'effectuer des observations et des mesures optiques sur la zone d'étanchéité. En général, les grandeurs mesurées sont la force de frottement, le débit des pertes, l'épaisseur du film fluide et la pression de contact.

Les forces de frottement enregistrées pendant la course d'entrée sont presque deux fois plus grandes que pendant la course de sortie. En même temps, le frottement pendant la course d'entrée dépend fortement de la pression d'alimentation et moins de la vitesse de translation. Pendant la course de sortie, l'influence de la pression et de la vitesse de translation est négligeable. Si la rugosité de l'arbre a le même ordre de grandeur que la rugosité du joint, les forces de frottement augmentent de presque 70% grâce à la croissance de la composante hystérétique. En ce qui concerne les fuites, elles augmentent avec la rugosité des surfaces en contact et la pression d'alimentation. Les phénomènes de cavitation réduisent les fuites. La plupart des études expérimentales ont démontré que, en conditions réelles, les joints fonctionnent en régime de lubrification mixte.

Les études numériques présentent des modèles capables de simuler le comportement complexe des joints hydrauliques en réduisant les temps et les coûts des expérimentations.

Salant et ses co-auteurs ont développé des modèles numériques performants, basés sur la méthode directe, qui prend en compte l'effet de rugosité du joint. Ces modèles permettent aussi l'analyse du cas transitoire.

La méthode basée sur la modification des logiciels de calcul de structure en réalisant un couplage entre la dynamique du film fluide et la déformation du joint en élastomère, est très difficile à utiliser. En effet, cette méthode nécessite d'importantes ressources informatiques

D'autre part, Kanters [58] et Nikas [59] ont obtenu une concordance satisfaisante entre les résultats numériques et expérimentaux, en utilisant des modèles basés sur la méthode inverse. Par ailleurs, Nikas [60] montre que la pression de contact moyenne reste quasiment invariable et que l'épaisseur du film moyenne est légèrement influencée par la rugosité du joint.

Utilisée avec une grande précision, la méthode IHL représente un moyen efficace, facile et rapide d'analyse des performances des joints hydrauliques en translation.

Dans le travail qui suit, nous proposons un modèle numérique de calcul du comportement EHD des joints hydrauliques en translation basé sur la méthode inverse. Une correction du champ de pression statique dans la région d'entrée a été réalisée, en vue de prendre en compte les effets hydrodynamiques dans la région d'entrée de contact. Le modèle prend en compte aussi les effets induits par la rugosité du joint.

Pour valider le modèle proposé, une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux, de la force de frottement pour un joint en "U" de tige, a été réalisée. Les résultats expérimentaux sont issus d'un dispositif qui permet la mesure de la force de frottement pour un couple de joint en translation.

Chapitre II. ETUDE EXPERIMENTALE DES JOINTS HYDRAULIQUES

2.1 Introduction

Ce chapitre présente un dispositif expérimental mis en place pour étudier le comportement des joints hydrauliques. Il a été conçu dans le laboratoire INOE 2000 IHP pour mesurer la force de frottement d'un couple de joints en "U" dans des conditions de fonctionnement réelles. Un système d'acquisition permet l'enregistrement et le traitement des données en temps réel.

Les mesures effectuées sont utilisées pour valider un modèle numérique qu'on a élaboré. A cet effet, tous les éléments nécessaires ont été analysés. Le matériel du joint a été caractérisé par un essai de traction/compression uni axiale. On a déterminé aussi la dureté du matériau du joint. Le comportement thermo-visqueux de l'huile d'essai a été caractérisé. Un programme d'acquisition a été élaboré en Labview et une procédure de mesure a été établie.

Nous décrirons en détails tous les aspects mentionnés ci-dessus.

2.2 Le dispositif expérimental

Afin d'utiliser dans de bonnes conditions le dispositif expérimental, certains aspects ont été considérés :

- l'évaluation avec précision des forces d'inertie qui pourraient perturber les mesures enregistrées par le capteur de force ;
- l'approvisionnement en huile sous pression de la cellule de test à l'aide d'une pompe à main ;
- l'enregistrement de l'évolution de la force de frottement pendant plusieurs courses (ou cycles) opérationnelles en conditions de température, pression et vitesse constantes.

2.2.1 Description générale

Le dispositif expérimental comprend quatre parties :

- un moteur hydraulique qui assure le mouvement de translation ;
- une pompe manuelle pour pressuriser la cellule de test en huile sous pression ;
- un système d'entraînement du moteur hydraulique ;
- un système d'acquisition de données.

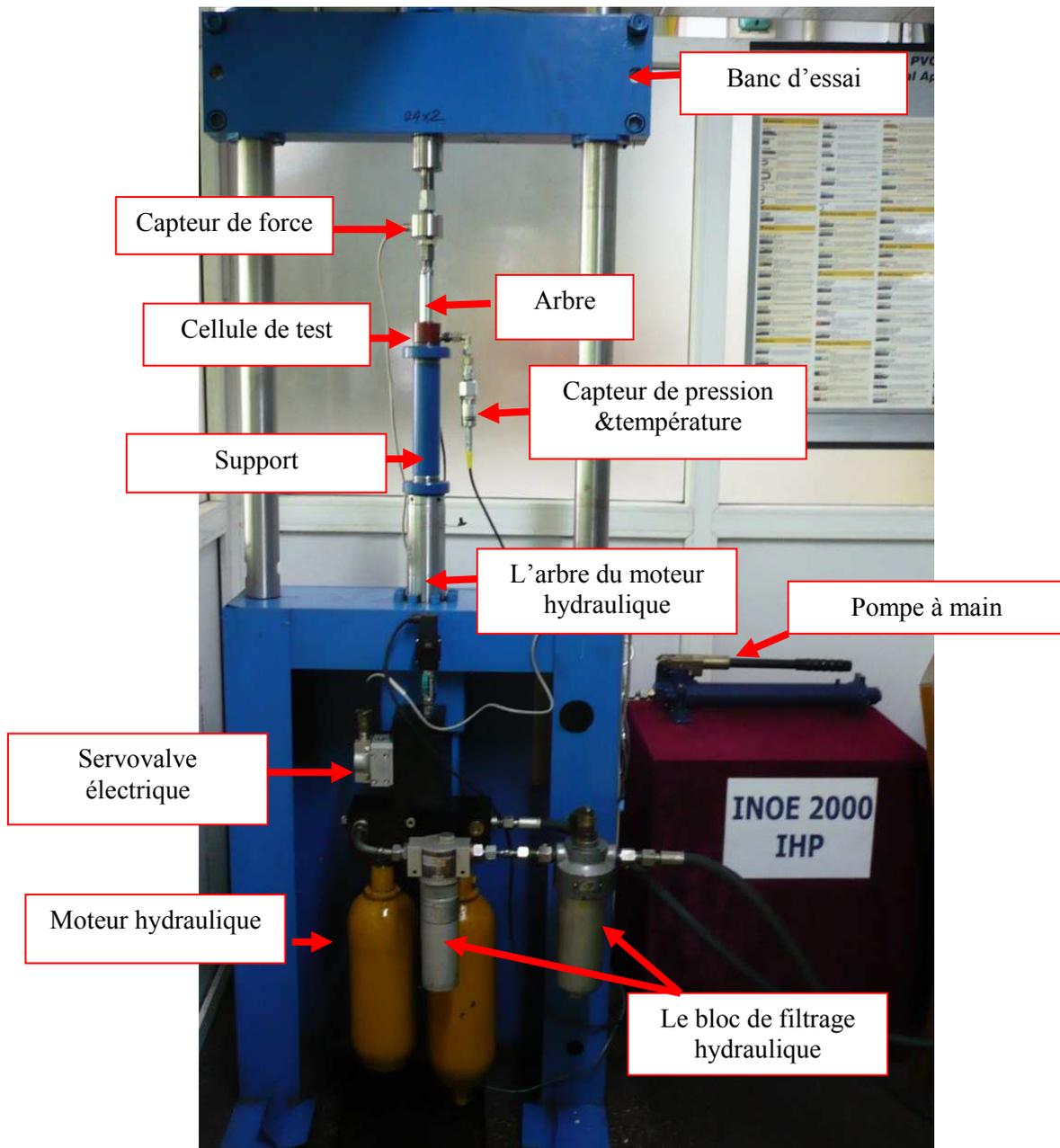


Fig. 2.1.Photo du dispositif expérimental

La fig.2.2 décrit le schéma du dispositif expérimental. Il fonctionne en position verticale. La tige (1) est fixée en haut par la douille filetée (2) du capteur de force (3), qui à son tour est connectée au banc d'essai par un dispositif de serrage(4). Le capteur de force est un capteur résistif Lorenz K12.

Dans la partie inférieure du banc, l'arbre traverse la cellule de test où sont placés les joints testés(5). La cellule de test est connectée à l'arbre du moteur hydraulique par un support (7) qui autorise une longueur suffisante de l'arbre pour réaliser une course opérationnelle. La longueur de la course opérationnelle est de 140 mm. Le mouvement de translation est effectué par la cellule de test, tandis que l'arbre reste en position fixe. Cette

solution a été réalisée pour éviter que le capteur de force, qui est monté sur la tige, enregistre des forces parasites. Dans ce même but, toutes les mesures faites pour valider le modèle numérique ont été enregistrées pendant la course de sortie. En effet, c'est dans ce sens de mouvement que l'alignement de la tige avec la cellule de test est le mieux assuré. Pour mesurer la pression et la température de l'huile dans la cellule de test, nous avons utilisé un capteur résistif Parker SCPT 400-2-02.

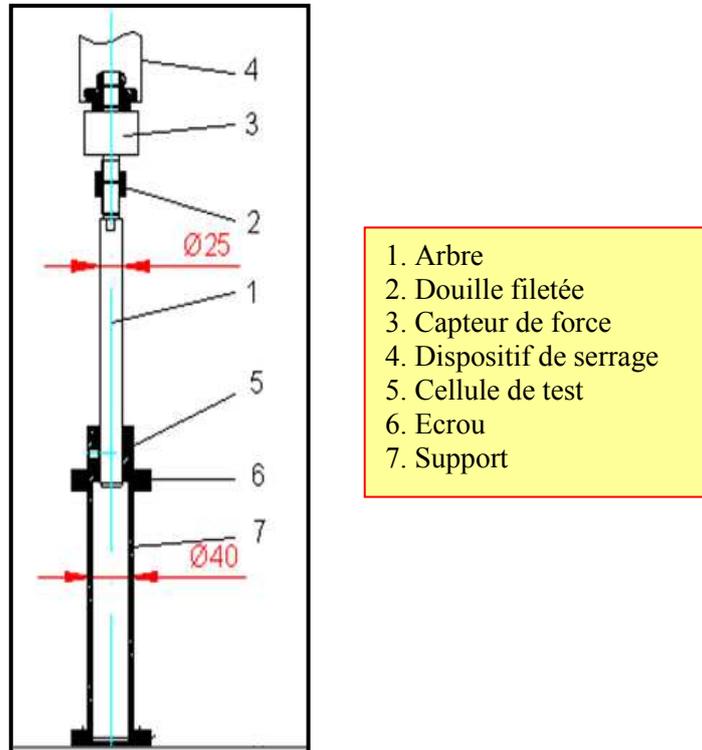


Fig. 2.2 Le dispositif expérimental

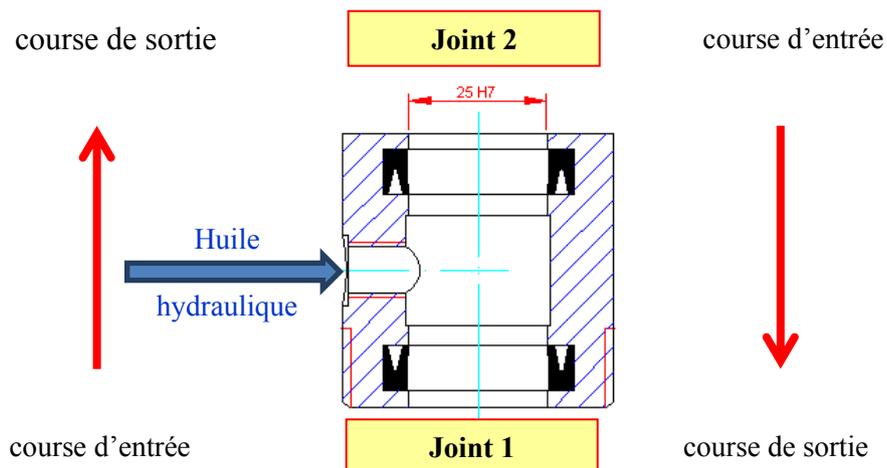
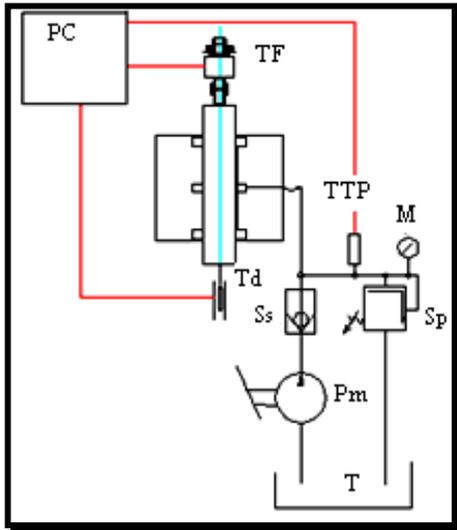


Fig. 2.3 Image agrandie de la cellule de test



- Ct- cellule de test
- Pm- Pompe à main
- T- Tank (réservoir)
- Sp- Soupape de sécurité
- Ss- Soupape de sens
- M- Manomètre
- TTP- Capteur de température et pression
- Td- Capteur de déplacement
- Tf- Capteur de force

Fig. 2.4 Le schéma du dispositif expérimental

La cellule de test contient les deux joints à tester. Ils sont positionnés face à face comme le montre la fig.2.3. Ce fait implique que, pendant une course opérationnelle, un joint est en mouvement d'entrée de l'arbre, tandis que l'autre est en mouvement de sortie. La force enregistrée sur le capteur est la somme des deux.

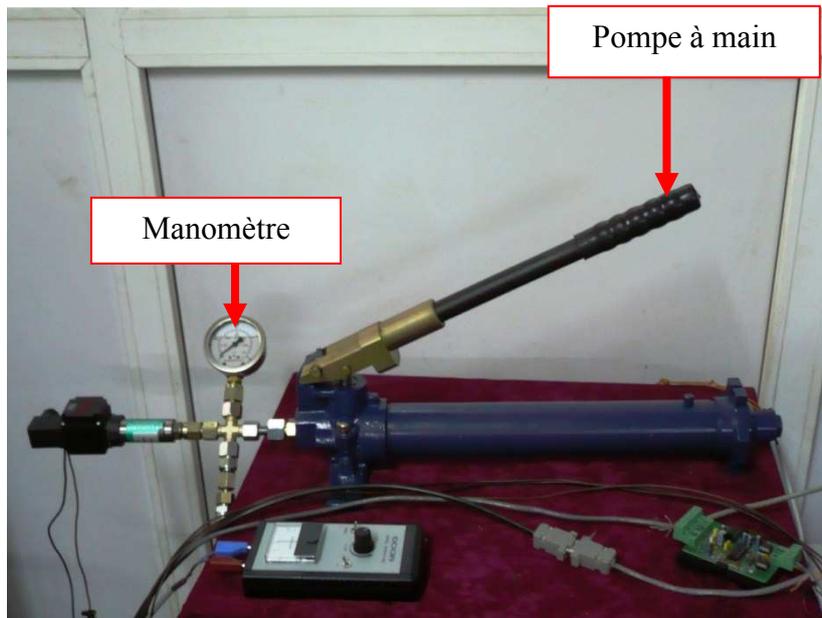


Fig. 2.5 Le système d'alimentation avec huile de la cellule de test

L'alimentation de la cellule de test en huile sous pression est assurée par une pompe à main connectée par un tuyau hydraulique à la cellule de test. Cette pompe est munie d'un manomètre. Quand la pompe manuelle est actionnée, une valve de sens s'ouvre et l'alimentation de la cellule de test en huile commence. Si le manomètre indique une pression critique, la valve de sens se ferme et une valve de sécurité s'ouvre, permettant l'écoulement

de l'huile dans le réservoir jusqu'au moment où la pression a une valeur autorisée. Puis le cycle décrit ci-dessus recommence (Fig.2.5).

2.2.2 Le système d'entraînement du moteur hydraulique

Le mouvement de la cellule de test est assuré par un moteur hydraulique linéaire. Le moteur hydraulique est commandé par une servovalve MOOG à commande électrique, qui contrôle le débit par un courant électrique et un arbre bilatéral qui assure la conservation de la vitesse pendant les deux phases du mouvement (entrée et sortie d'arbre). Sur l'arbre du moteur hydraulique est positionné un capteur inductif de déplacement.

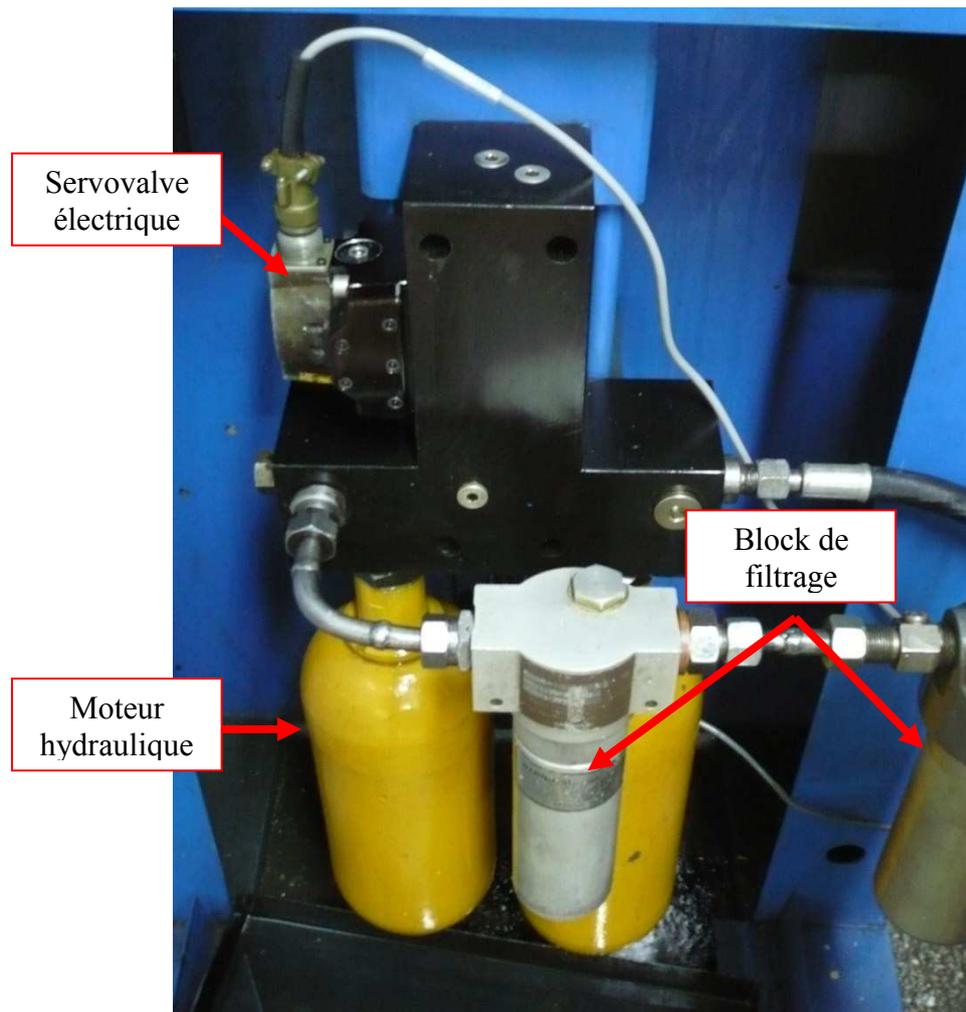


Fig. 2.6 Le moteur hydraulique linéaire



Fig. 2.7 La servovalve électrique

Le système d'entraînement du moteur hydraulique linéaire est composé d'un moteur électrique triphasé et d'une pompe volumique à capacité réglable. La pompe volumique convertit l'énergie mécanique fournie par le moteur triphasé en énergie hydraulique (débit d'huile) qui entraîne le moteur hydraulique.

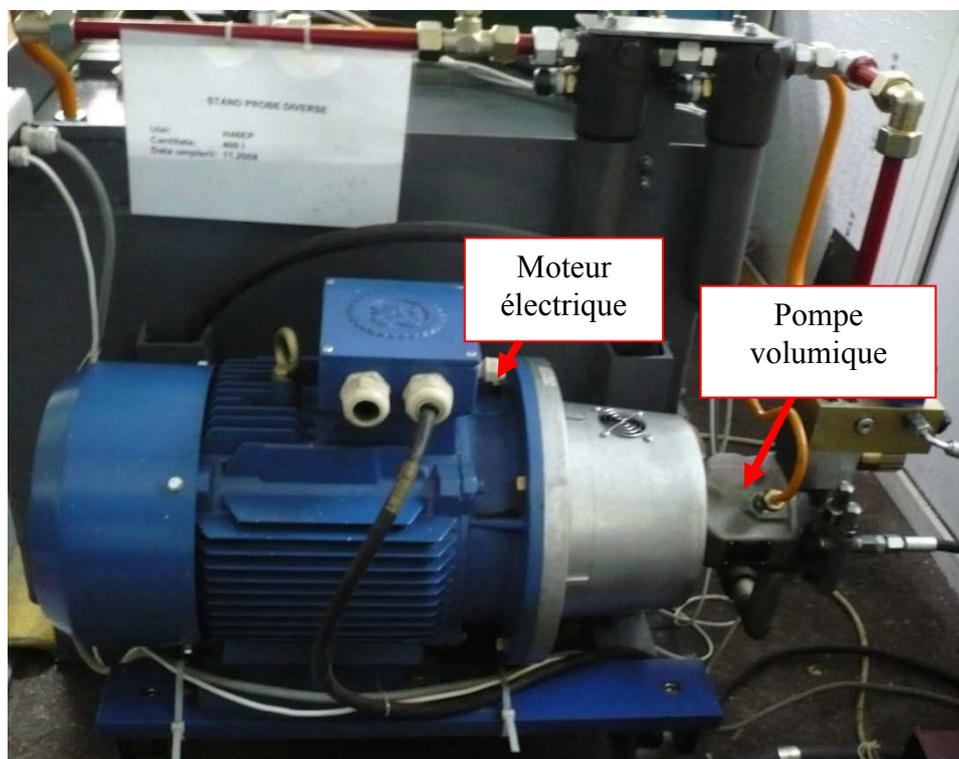


Fig. 2.8 Le système d'entraînement du moteur hydraulique

Le système d'entraînement est équipé aussi d'un bloc de filtrage (Fig.2.6), qui a pour but de purifier l'huile d'alimentation du moteur hydraulique en assurant un fonctionnement normal du système.

2.2.3 Le système d'acquisition de données

Le système d'acquisition de données contient une carte d'acquisition en temps réel National Instruments PCI-6259 avec une résolution de 16 bits, connectée un ordinateur.



(a)



(b)

Fig. 2.9 Le système d'acquisition de données
(a) carte d'acquisition ; (b) ordinateur

2.3 Conditions de fonctionnement du joint

Dans cette partie, nous allons décrire les paramètres du joint analysé, à savoir la rugosité de sa surface fonctionnelle, le comportement du matériau qui le compose et la rhéologie de l'huile hydraulique.

2.3.1 Caractérisation du joint

Les joints soumis aux tests sont des joints en "U" en caoutchouc nitrile hydrogéné (HNBR). Ils ont été fournis par SC ROMFLUID SA et leur référence de catalogue est MUT 4-25x35x7.5 ($D_{int} \times D_{ext} \times \text{largeur du joint}$).

Dans la fig.2.10 est représentée une photographie de ce type de joint.

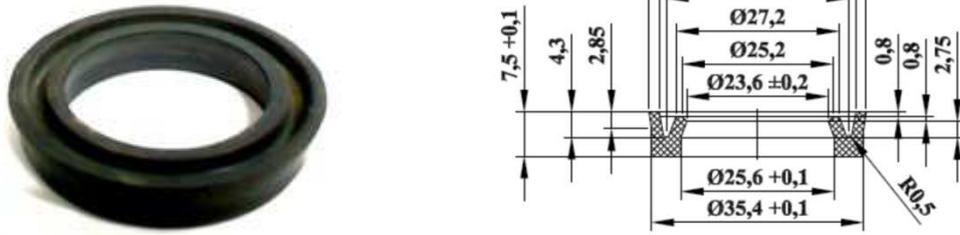


Fig. 2.10 Joint en "U"

2.3.1.1 Montage du joint en "U".

Pour assurer un fonctionnement en conditions optimales, trois étapes doivent être suivies avant l'assemblage d'un joint de tige [1] :

1. Premièrement, avant l'assemblage du joint, la tige et le cylindre doivent être bien nettoyés. Chaque particule de poussière peut rayer la surface de la tige et du cylindre.
2. Deuxièmement, les surfaces de la tige et du cylindre doivent être chanfreinées pour éviter d'endommager la lèvre de joint pendant l'assemblage.
3. Troisièmement, tous les composants de l'assemblage doivent être graissés.

Le diamètre des joints en "U" au niveau de la lèvre est plus grand qu'au niveau du talon et, pour faciliter son assemblage, le cylindre est prévu avec un chanfrein d'entrée. Dans la fig.2.11 est représenté l'assemblage joint-tige. Les deux lèvres du joint sont pressées en direction verticale à l'intérieur du cylindre à l'aide d'un tournevis. La partie supérieure de la lèvre en contact avec le cylindre est pressée avec un autre tournevis en direction horizontale pour faciliter l'assemblage. Les tournevis utilisés doivent être en aluminium avec des bords lisses pour ne pas endommager la lèvre du joint.

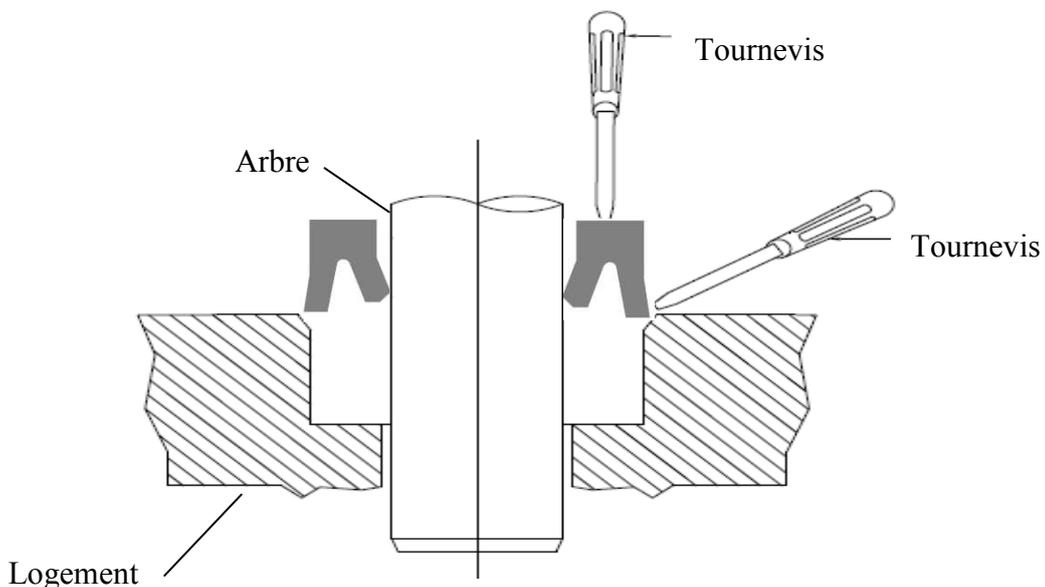


Fig. 2.11 Montage d'un joint en "U"[1]

2.3.1.2 Analyse de la surface fonctionnelle du joint

Pour évaluer la rugosité de la surface du joint en contact avec l'arbre, nous avons utilisé un dispositif de mesure optique de la topographie des surfaces TALYSURF CCI 6000 (fig.2.12). Il permet de mesurer avec une très grande précision (10^{-8} m) l'état de surface des pièces analysées.



Fig. 2.12 Le dispositif de mesure optique de la topographie des surfaces (Taylor Hobson)

Le principe de fonctionnement de ce dispositif est basé sur la microscopie confocale interférométrique. En effet, le rayon lumineux émis par la source de lumière blanche est séparé en deux faisceaux distincts, l'un réfléchi par une surface de référence et l'autre par la surface analysée. L'interférence des deux est captée par une grille CCD et la différence des chemins optiques donne le relief de la surface étudiée (fig.2.13).

Le dispositif de mesure permet, en effectuant des prises de vue par focalisations successives, l'obtention de la topographie de la surface du joint en contact avec l'arbre. Les mesures ont été réalisées pour plusieurs régions de la surface analysée. Les échantillons soumis à mesure ont les caractéristiques suivantes : surface carrée de 0.903×0.903 (mm), 1024×1024 points pris en compte, longueur d'onde de 0,1 mm.

La fig. 2.14 montre la forme brute de la rugosité du joint reconstruite numériquement après la procédure de mesure.

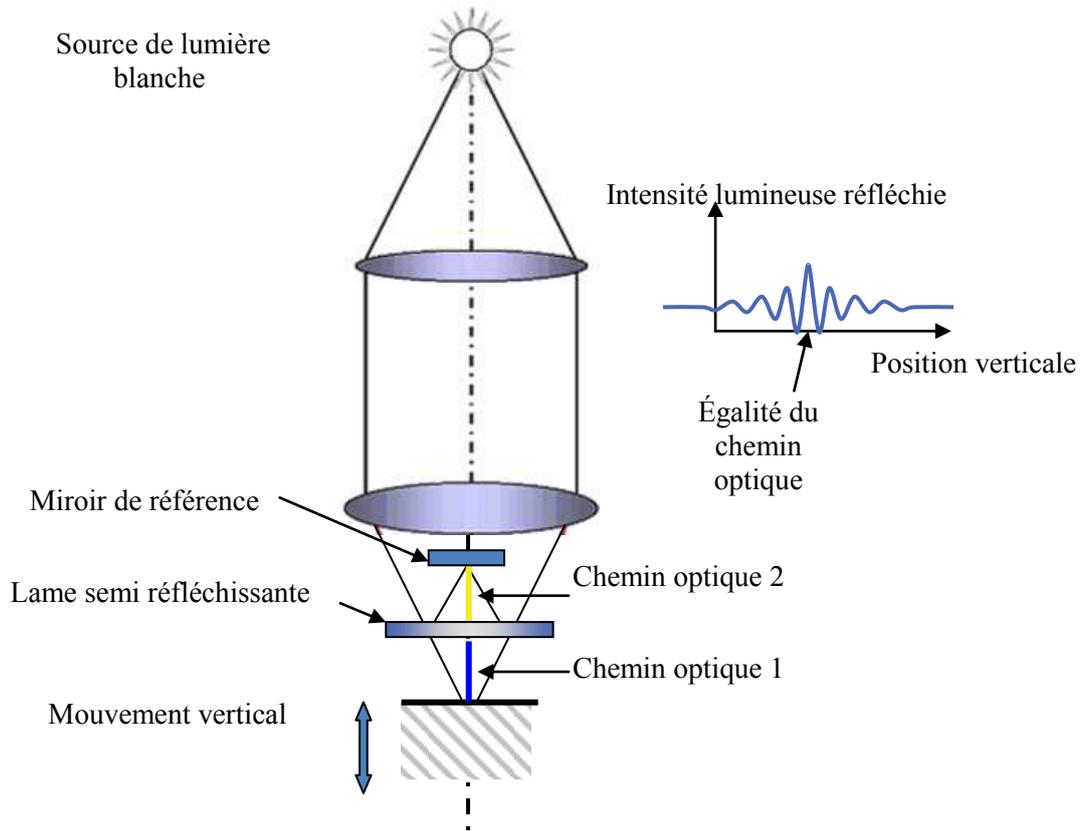


Fig. 2.13 Principe de fonctionnement du dispositif

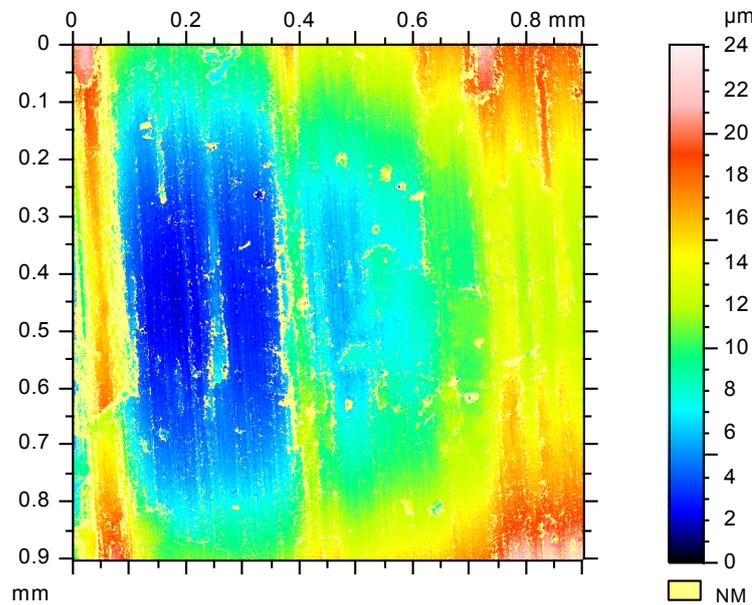


Fig. 2.14 Exemple de surface mesurée-forme brute

Comme on peut l'observer sur la fig.2.14, il y a des points non mesurés. Cela est dû au fait que le rayon incident n'a pas été réfléchi dans la direction de l'objectif, en raison soit d'accidents de surface, soit de pente localement trop élevée. Afin de remédier à ces défauts de mesure, nous avons réalisé un traitement de la surface initiale. En effet, dans une première

étape nous avons effectué un redressement de la surface, en lui soustrayant le plan des moindres carrés (fig.2.15). Cette opération a permis de nous affranchir du défaut d'alignement entre l'axe optique et l'axe normal de la surface considérée.

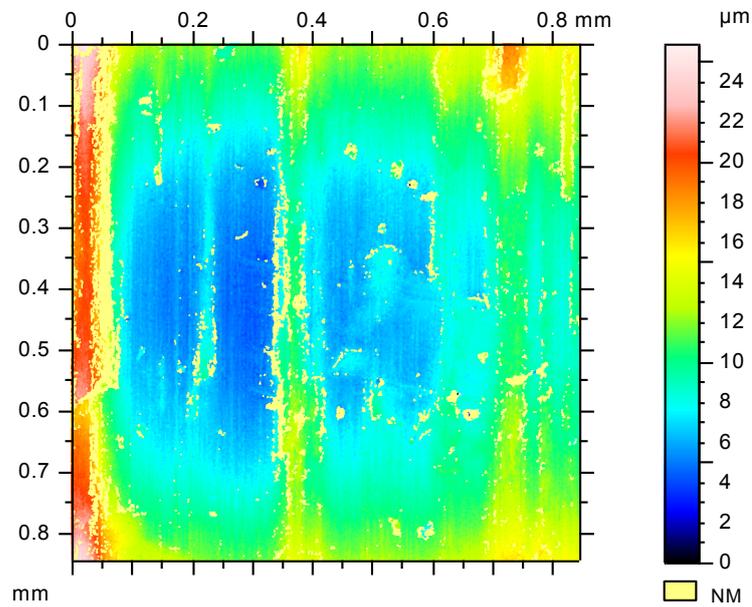


Fig. 2.15 Surface rugueuse redressée par un plan des moindres carrés

Dans une deuxième étape, nous avons effectué un autre redressement de la surface, par un polynôme de troisième degré, afin d'obtenir la distribution de la rugosité sur la surface cylindrique du joint. La surface ainsi obtenue est représentée dans la fig. 2.16.

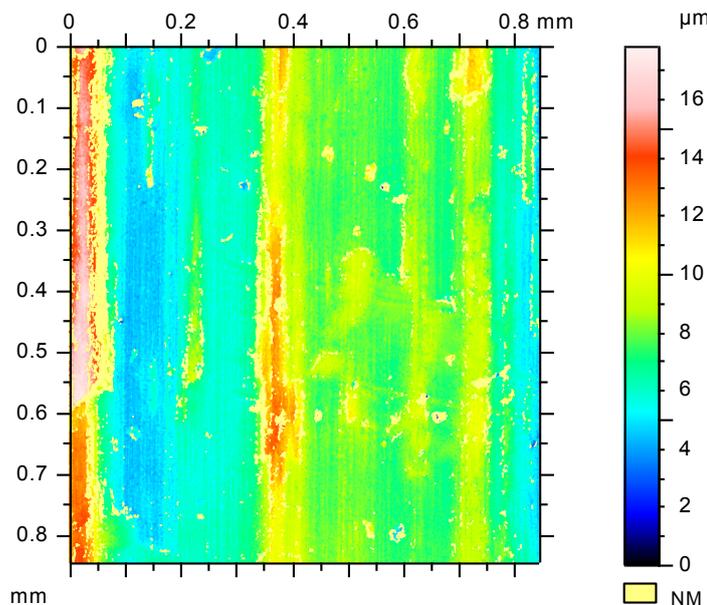


Fig. 2.16 Surface rugueuse redressée par un polynôme de troisième degré

Dans une dernière étape, nous avons reconstruit les points non mesurés du profil par une interpolation, cette opération étant indispensable pour pouvoir calculer les paramètres caractéristiques de la surface mesurée (Fig. 2.17).

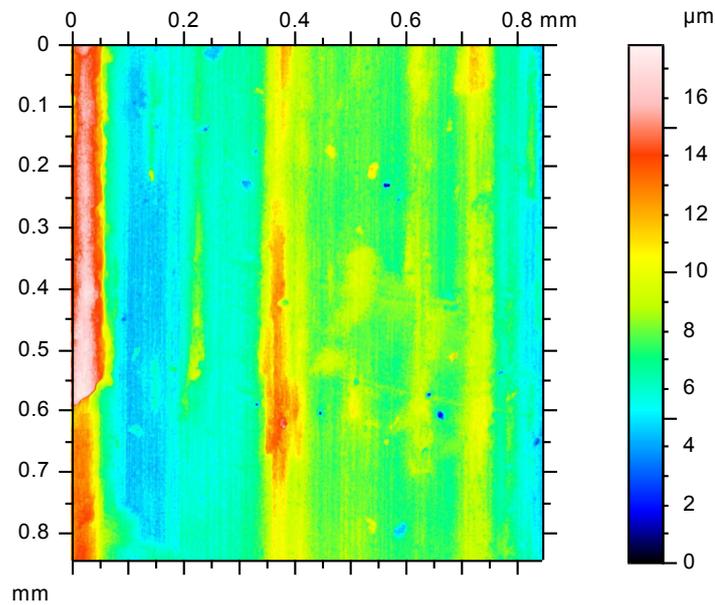


Fig. 2.17 Surface rugueuse finale

En effet, le logiciel du dispositif de mesure permet le calcul de ces paramètres caractéristiques. Dans ce but, un profil horizontal médian, correspondant à la direction axiale de la surface, a été extrait de la surface redressée par un polynôme de troisième degré (fig. 2.18) et un autre a été extrait sur la surface finale (fig. 2.19).

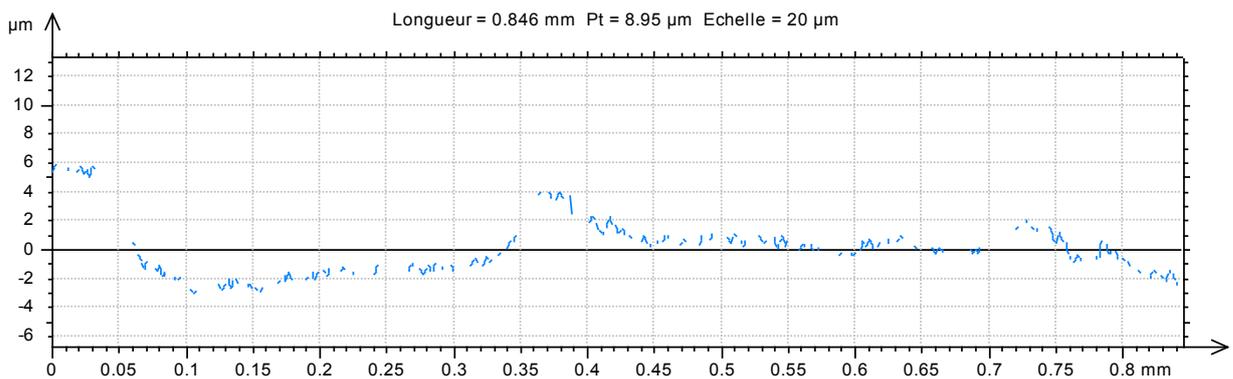


Fig. 2.18 Profil redressé (direction axiale)

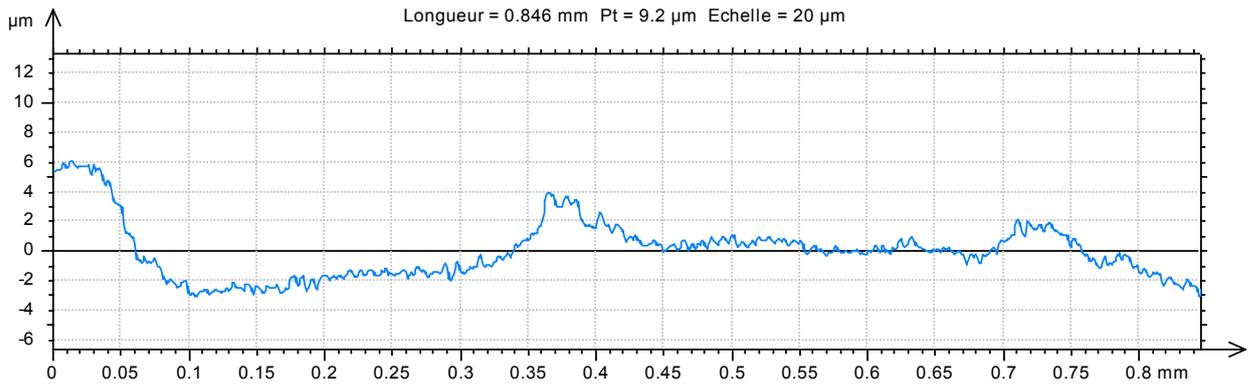


Fig. 2.19 Profil rebouché (direction axiale)

La surface obtenue après l'opération d'interpolation (fig.2.17) est celle pour laquelle sont calculés les paramètres de la rugosité. Afin de générer la surface rugueuse du joint pour notre démarche numérique, nous nous sommes concentrés seulement sur deux paramètres :

- Rugosité moyenne arithmétique R_a

Normes : ASME B46.1-1995, ASME B46.1-1985, ISO 4287-1997, ISO 4287/1-1997.

La rugosité moyenne arithmétique représente l'écart moyen de tous les points du profil de rugosité par rapport à une ligne moyenne sur la longueur d'évaluation.

$$R_a = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N |r_j| \quad (2.1)$$

- Rugosité moyenne quadratique R_q

Normes : ASME B46.1-1995, ISO 4287-1997, ISO 4287/1-1997.

La rugosité moyenne quadratique R_q représente la moyenne quadratique des écarts de hauteur mesurés par rapport à la ligne moyenne sur la longueur d'évaluation.

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N r_j^2} \quad (2.2)$$

où r_j représente les pics et les creux du profil mesuré et N le nombre de points mesuré.

Dans notre cas, les valeurs obtenues pour les deux paramètres d'amplitude de la surface mesurée du joint sont:

$$R_a = 0.00154 \text{ mm}$$

$$R_q = 0.00212 \text{ mm}$$

La longueur d'onde est un autre paramètre important utilisé dans notre modélisation, obtenu à partir des mesures. Sa valeur est de 0.1mm.

2.3.2 Caractérisation du matériau du joint (HNBR)

Comme les autres élastomères, le HNBR a une grande élasticité et une très bonne résistance à l'abrasion. A ces propriétés s'ajoutent une bonne stabilité au vieillissement thermique et une grande résistance aux huiles agressives.

2.3.2.1 La résistance à la traction uni axiale

La résistance à la traction uni axiale de HNBR a été testée expérimentalement dans le laboratoire de l'Institut PPrime en utilisant le dispositif expérimental donné dans la fig.2.20.



Fig. 2.20 Le dispositif expérimental de traction uni axiale

Pour s'assurer de la reproductibilité des mesures, trois éprouvettes identiques en HNBR ont été testées dans les mêmes conditions (Fig.2.21).

Avant le début du test, l'éprouvette est fixée dans les mors du bras du dispositif expérimental. Pendant le test, un bras reste en repos, tandis que l'autre commence à se déplacer en tirant sur l'éprouvette.

Un ordinateur enregistre l'évolution de la force de traction en fonction de l'allongement de l'éprouvette jusqu'à sa rupture.

Le test a été répété trois fois en utilisant les trois éprouvettes en HNBR. L'allongement maximal enregistré du matériau a été de 300%. Dans la fig.2.23, on a représenté seulement la partie de la courbe qu'on a utilisée pour caractériser le matériel pendant la simulation par éléments finis de la mise en service du joint.

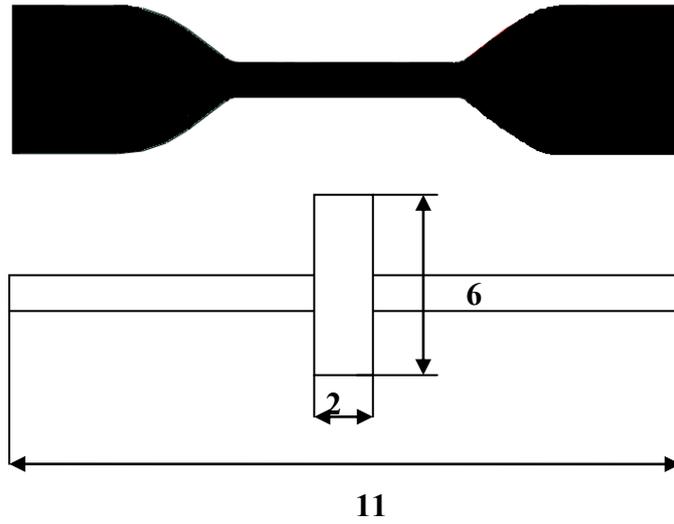


Fig. 2.21 Epreuve utilisée pour l'essai de traction uni axiale



Fig. 2.22 Mise en place de l'éprouvette

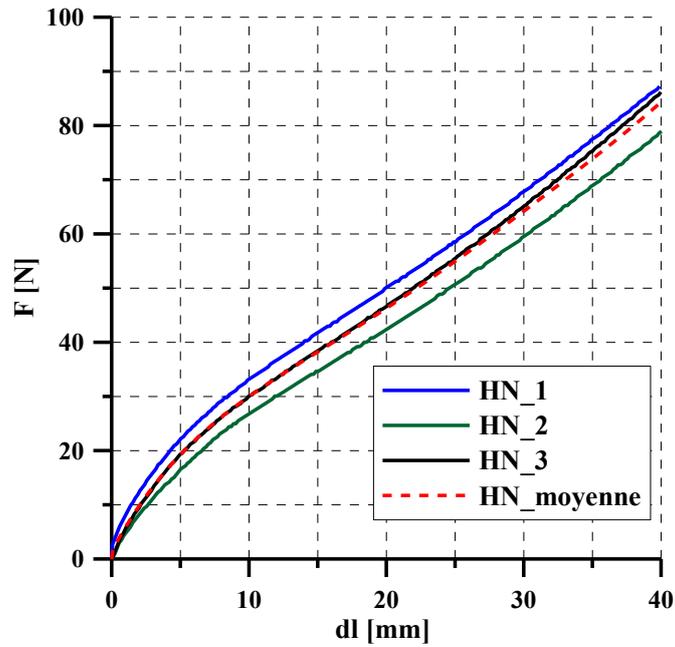


Fig. 2.23 Les trois courbes expérimentales et la courbe moyenne de traction uni axiale

2.3.2.2 La résistance à la compression uni axiale

Le matériau a été aussi testé en compression uni axiale. Cette fois, on a utilisé des éprouvettes cylindriques et parfaitement lisses avec un diamètre de 28 mm et une largeur de 13 mm. Ils sont représentés dans la fig.2.24.

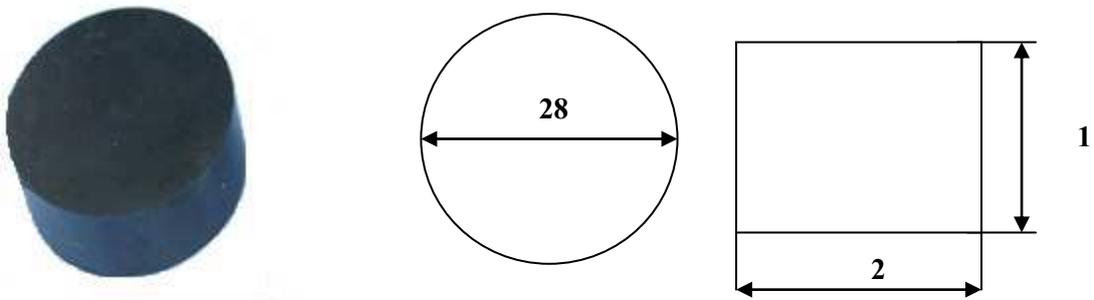


Fig. 2.24 Eprouvette cylindrique

Dans une deuxième étape, nous avons converti les courbes expérimentales par un algorithme de "best fit" en une fonction polynomiale de cinquième degré. Cela a permis de calculer analytiquement la moyenne des valeurs des forces de traction obtenues lors des essais de traction et compression uni axiales pour un déplacement donné.

Ensuite, pour cette courbe moyennée, nous avons calculé les contraintes et les déformations apparentes du matériel en utilisant les formules (1) et (2) car, dans la simulation de la mise en service du joint, le choix du modèle mathématique adéquat pour décrire le

comportement du joint matériel a été fait à partir de la courbe expérimentale contrainte-déformation apparente.

$$\sigma_a = \frac{F_t}{S_0} \quad (2.3)$$

$$\varepsilon_a = \frac{dl}{l_0} \quad (2.4)$$

où F_t est la force de traction, S_0 la sectionne initiale de l'éprouvette soumise au test de traction, l_0 sa longueur initiale et dl son allongement.

Dans la fig.2.25 est représentée la courbe expérimentale contrainte-déformation apparente.

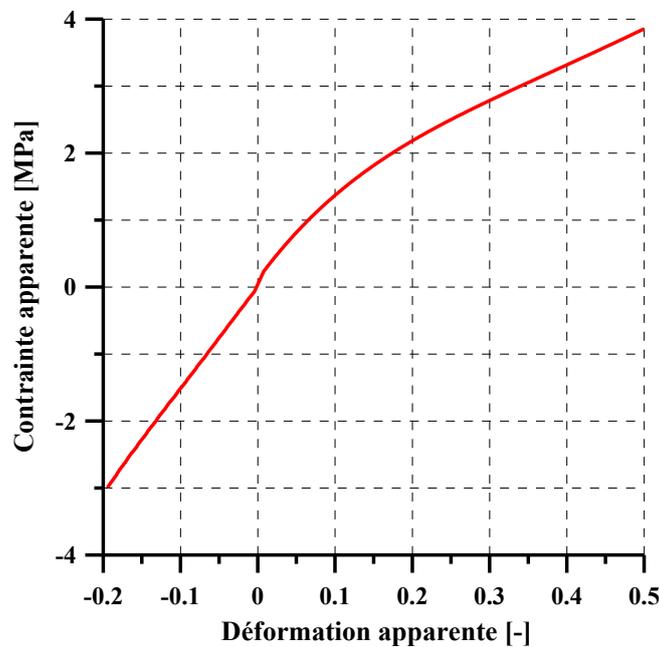


Fig. 2.25 La courbe expérimentale compression/traction uni axiale

2.3.2.3 La dureté de HNBR

La dureté du HNBR a été mesurée avec un duromètre Shore A utilisé pour mesurer la dureté des élastomères et de certains polymères thermoplastiques.

En effet, la profondeur d'enfoncement d'un pénétrateur est mesurée à partir d'une simple application sur l'éprouvette. La dureté Shore varie entre 0 et 100. La dureté Shore 0 correspond à une pénétration maximale de 2.5 mm dans notre cas et la dureté Shore 100 correspond à une pénétration zéro.

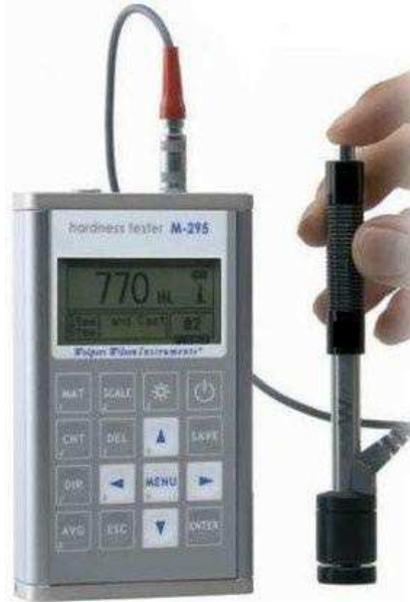


Fig. 2.26 Duromètre Shore A

Les mesures sont effectuées sur le même type d'éprouvettes qui ont été utilisées pour le test de compression uni axiale, c'est-à-dire des éprouvettes cylindriques.

La dureté a été prélevée en trois points différents situés à la surface de l'éprouvette. Ensuite, nous avons moyenné les trois mesures pour obtenir la dureté de chaque éprouvette. Nous avons considéré que la dureté du HNBR est représentée par la valeur moyenne des duretés obtenues pour les deux éprouvettes testées.

Table 2.1 La dureté de HNBR

Matériel testé		Dureté SHORE A			Valeurs considérée
HNBR	Eprouvette 1	80	79	80	80
	Eprouvette 2	79	80	79.2	80
	La dureté de HNBR				80

2.3.3 Caractérisation de l'huile hydraulique

2.3.3.1 Les mesures de viscosité

Les mesures de la viscosité de l'huile utilisée pour les essais expérimentaux ont été réalisées avec un viscosimètre Brookfield équipé d'un cône-plan, disponible dans le laboratoire du Département de Tribologie et Eléments de Machines de l'Université "Politehnica" de Bucarest.

2.3.3.2 Procédure de mesure

L'huile testée est fournie par Lubricerp. Elle est utilisée principalement dans les transmissions hydrauliques de puissance. La procédure de mesure consiste dans le placement de l'huile testée entre un cône et un plan, l'un tournant, l'autre immobile. Pendant le test, la variation de la viscosité avec la température est enregistrée.

Table 2.2 Caractéristiques du lubrifiant H46

Caractéristique physique et chimique et de performance	H46A	STAS méthode
La densité relative à 15°C,	0.9	35/81
La viscosité cinématique à 40°C	41.4cSt	117/87
L'indice de viscosité, min	92	55/81
Point d'inflammabilité, min	200°C	7329/65



Fig. 2.27 Viscosimètre Brookfield



Fig. 2.28 Géométrie des cônes utilisés

2.3.3.3 Le modèle viscosité-température

On a utilisé le modèle de Reynolds pour modéliser mathématiquement la variation de la viscosité en fonction de la température, correspondant aux relevés expérimentaux de l'huile hydraulique.

- Le modèle de Reynolds à viscosité seuil :

$$\mu = \mu_0 e^{\beta(t-14.9)} \quad (2.5)$$

où:

μ – la viscosité à la température t ;

μ_0 – la viscosité à 14.9°C ;

β – paramètre de température ($\beta=-0.0637$) ;

t – température.

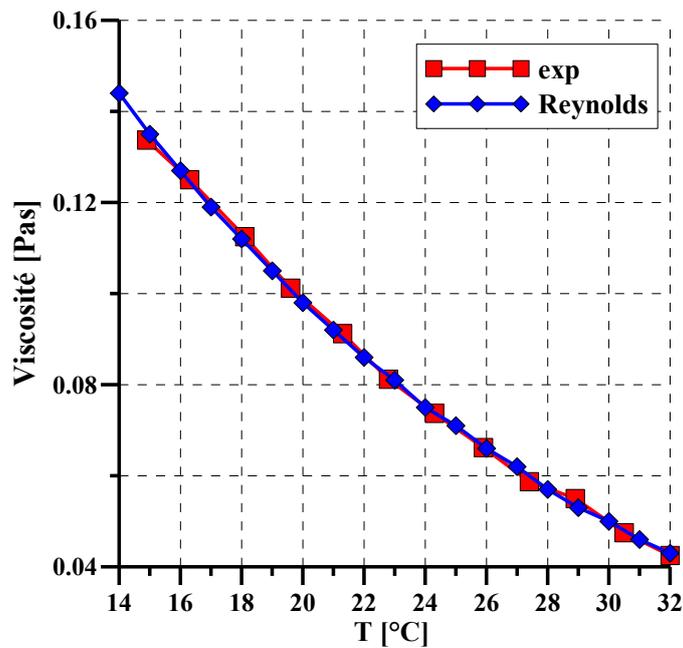


Fig. 2.29 Evolution de la viscosité avec la température

2.4 Procédure de mesure

Les mesures de la force de frottement sont effectuées pour quatre pressions d'alimentation imposées comprises entre 5 et 20MPa et deux vitesses de translation correspondant à un débit maximum de 24l/min (80 mm/s) et un débit minimum de 13.5l/min (43 mm/s) d'alimentation du moteur hydraulique, pour assurer le mouvement de translation du dispositif d'essai.

Avant de commencer les tests, le dispositif expérimental a été mis en fonctionnement pendant 15 minutes pour éviter d'enregistrer des phénomènes parasites qui peuvent apparaître après une longue période de repos. Pour s'assurer de la reproductibilité des mesures, on a répété trois fois chaque essai. Avant chaque mesure, on a calibré le système pour éliminer les charges résiduelles. La température de l'huile pendant les mesures a été environ de 16°C. La viscosité de l'huile à cette température est de 0.124 Pas.

Pour valider le modèle numérique, on a utilisé seulement les valeurs enregistrées pendant la course de sortie. En effet, comme nous l'avons déjà signalé, c'est pendant cette course que les conditions optimales d'alignement du dispositif sont assurées. Dans la fig. 2.30, on peut voir un exemple typique de résultat expérimental enregistré à une pression de service de 19.5MPa et une température de 16°C. Les résultats expérimentaux ont la forme d'une variation périodique de la force de frottement et de la vitesse à pression et température constantes pendant trois courses opérationnelles consécutives.

Un phénomène de "stick slip" a été observé au démarrage et au changement de la course opérationnelle. La cause en est l'adhésion des joints en élastomère à la surface rigide de

l'arbre. Une force plus grande est nécessaire pour surmonter la force d'adhérence et pour mettre les joints en mouvement.

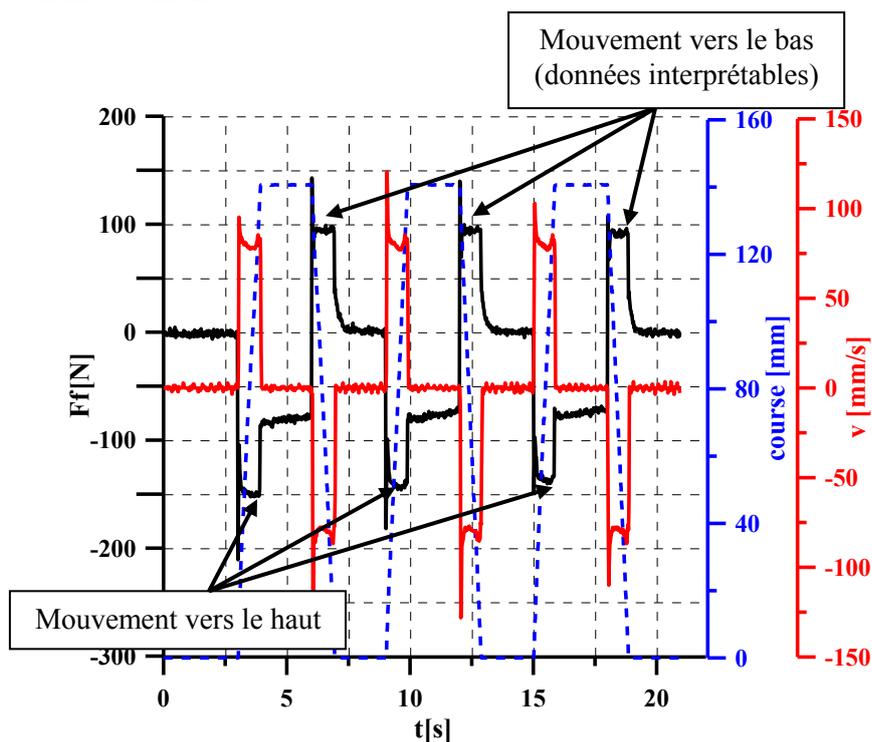


Fig. 2.30 Exemple typique de résultat expérimental

Afin de pouvoir comparer dans de bonnes conditions les résultats expérimentaux avec les résultats numériques, nous avons utilisé la valeur moyennée des forces de frottement et des vitesses de translation enregistrées pendant chaque course opérationnelle, sur une zone qui ne contient pas le phénomène de stick-slip.

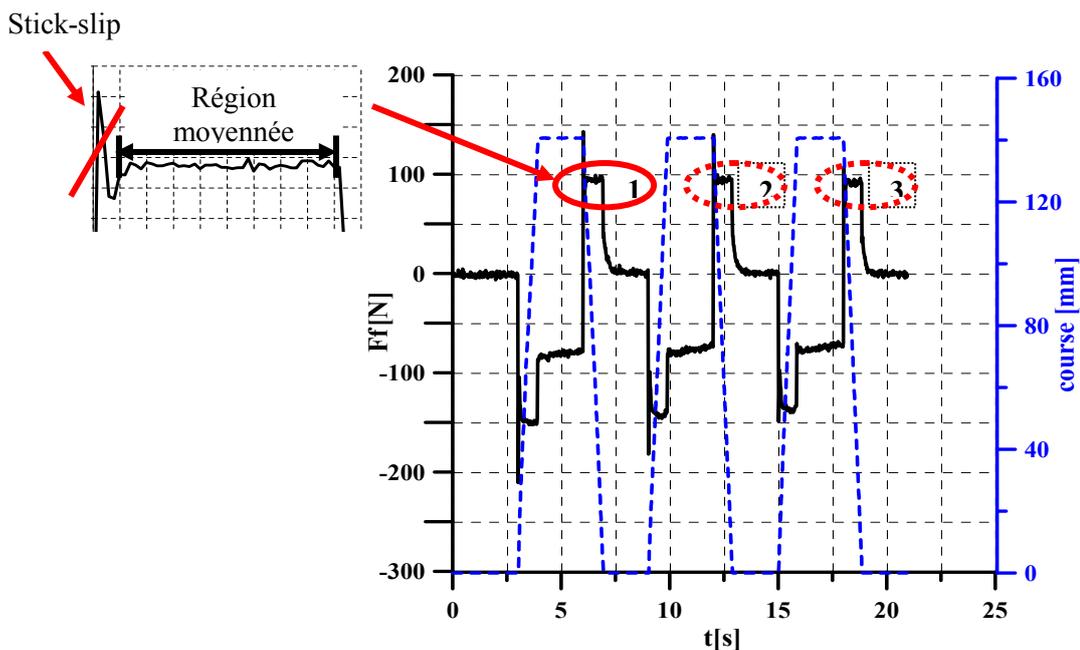


Fig. 2.31 Calcul de la valeur moyennée des forces de frottement mesurées

En effet, l'écart observé pour la vitesse de translation a été de moins de 2%, on donc considéré que la vitesse était constante et égale à la valeur moyenne.

2.4.1 Paramètres mesurés

Les paramètres mesurés sont :

- la force de frottement des joints testés ;
- la pression et la température d'huile dans la cellule de test ;
- le déplacement de l'arbre ;
- la vitesse de translation.

2.4.2 Mesure de la force de frottement

La force de frottement des joints testés est mesurée avec un capteur de force capacitif qui est monté directement sur l'arbre. Comme les deux joints sont placés face à face dans la cellule de test pendant une course opérationnelle, l'un exécute un mouvement d'entrée, tandis que l'autre un mouvement de sortie. La valeur enregistrée par le capteur de force représente la somme des deux.



Type	K-12
Gamme de mesure	0.5..1000 kN
Classe de précision	0.1..0.25%

Fig. 2.32 Capteur de force

2.4.3 Mesure de la pression et de la température

La mesure de la pression et de la température d'huile dans la cellule de test a été réalisée avec un capteur résistif.



Type	SCPT 400-2-02
Gamme de mesure	
Pression	0..400 bars
Température	25..105 °C
Classe de précision (+/-)	
Pression	0.5..0.25%
Température	1.5%

Fig. 2.33 Le capteur de pression et température

2.4.4 Mesure de la course opérationnelle

Pour mesurer la longueur de la course nous avons utilisé un capteur de déplacement inductif. La vitesse a été calculée comme le dérivé du déplacement, à savoir la variation du déplacement rapportée au temps.

2.4.5 Acquisition des données

La carte d'acquisition pilotée par un ordinateur enregistre les informations transmises par le capteur de pression, de température (TTP), de force (TF) et de déplacement (TD). Un programme élaboré en Labview assure l'acquisition, le traitement, l'affichage et le contrôle des résultats.

2.5 Difficultés rencontrées et améliorations apportées au banc

Le dispositif expérimental a été conçu pour valider un code de calcul numérique afin de prédire les caractéristiques EHD des joints hydrauliques. Au début seulement la force de frottement des joints, la pression dans la cellule de test et la vitesse de translation ont été enregistrées. On a ensuite complété le dispositif par un thermocouple dans la cellule de test pour suivre l'évolution de la température au cours des essais. En effet, la température est un paramètre très important à l'aide duquel on a pu ainsi mesurer l'évolution de la viscosité de l'huile d'essai. Le capteur de force enregistre la force de frottement d'un couple de joints en "U" identiques, placés face à face dans la cellule de test, tandis que le modèle numérique calcule la force de frottement pour un seul joint pendant les deux courses opérationnelles. Pour comparer les mesures avec les résultats numériques, nous avons d'abord essayé de trouver une solution pour mesurer séparément la force de frottement de chaque joint. Quelques solutions utilisées dans d'autres expérimentations similaires, comme le remplacement d'un joint par un palier dont le frottement est connu ou le placement du

capteur de force au milieu des deux joints ont été analysées, mais en raison des différentes difficultés rencontrées, ces solutions n'ont pu être explorées. La solution utilisée a été de calculer la force de frottement pour les deux courses opérationnelles et de comparer la somme des deux avec les mesures. Une autre difficulté a été d'assurer l'alignement de l'arbre avec la cellule de test. Dans ce but, nous avons utilisé seulement les mesures enregistrées pendant la course de sortie. Le débit du fluide perdu représente le paramètre qui indique l'état du joint d'étanchéité, mais malheureusement ce paramètre n'a pas pu être mesuré en raison de sa très faible valeur. Une amélioration du dispositif expérimental pourrait être l'utilisation de joints en matériau capacitif et le remplacement de la cellule de test en métal par une cellule en plexiglas pour mieux observer, voire quantifier les phénomènes examinés pendant les essais. Un autre problème rencontré pendant les mesures a été la décroissance de la pression due aux pertes internes de la pompe manuelle. La valeur enregistrée par le capteur de pression a été chaque fois inférieure d'environ 0.5 MPa à la pression imposée initiale. Un moyen d'alimentation à commande électronique pourrait régler ce problème. Toutes les précautions ont été prises pour réaliser les mesures dans de meilleures conditions.

2.6 Mesures expérimentales exploitées

Nous allons maintenant présenter et analyser les résultats expérimentaux qui concernent l'évolution de la force de frottement des joints testés en fonction de la pression de l'huile dans la cellule de test et de la vitesse de translation. On peut considérer que la température n'a pas évolué au cours des essais.

2.6.1 Influence de la pression

Pour étudier l'effet de la pression de l'huile sur la force de frottement enregistrée entre les joints et l'arbre, on a mesuré les forces de frottement pour quatre pressions d'alimentation comprises entre 5 et 20MPa. Sur les fig. 2.34 sont représentées les variations de la force de frottement en fonction de la pression d'alimentation. Nous constatons que l'augmentation de la pression d'alimentation augmente la force de frottement.

En effet, la pression d'alimentation augmente la charge statique des joints testés et cela explique l'augmentation de la force de frottement. A faible vitesse de translation (43 mm/ s), l'effet de la pression d'alimentation sur la force de frottement est légèrement non linéaire, tandis qu'à 80 mm/s cet effet devient presque linéaire.

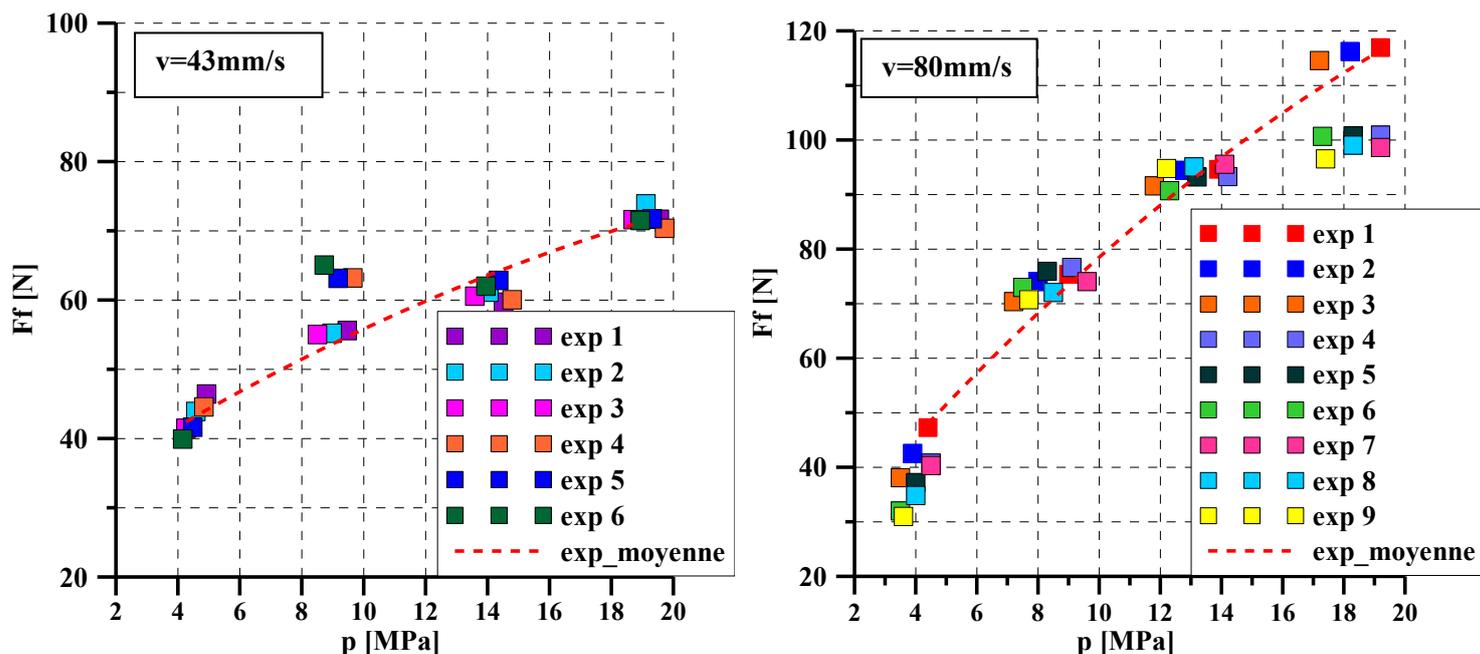


Fig. 2.34 La variation de la force de frottement en fonction de la pression d'alimentation

2.6.2 Influence de la vitesse

Afin d'examiner l'effet de la vitesse de translation sur la force de frottement nous avons représenté sur la fig.2.34 l'évolution de la force de frottement pour les différentes pressions et pour les deux vitesses examinées.

Ainsi le graphe présenté sur la fig 2.34 montre clairement que la force de frottement augmente avec la pression et avec la vitesse.

2.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le dispositif expérimental et la méthode de mesure des forces de frottement pour un couple de joints en "U". La première partie décrit le dispositif expérimental. La deuxième partie expose les conditions de montage et de fonctionnement des joints testés. Dans la troisième partie sont présentées les méthodes et les conditions de mesure et d'acquisition des valeurs mesurées. La quatrième partie illustre la caractérisation du joint et de l'huile hydraulique. La rugosité de la surface du joint en contact avec l'arbre a été mesurée par un surfomètre de chez Taylor Hobson. La rugosité moyenne arithmétique du joint Ra est de 0.00154 mm, tandis que la rugosité quadratique moyenne est 0.00212 mm.

Le matériau des joints testés est caractérisé à partir d'un essai de traction/compression uni axiale. Le comportement de l'huile en fonction de la température est déterminé. En outre, un modèle de viscosité adapté est proposé afin de caler les valeurs mesurées. Dans la

cinquième partie sont exposés les principaux problèmes rencontrés durant la mise en place du dispositif expérimental, ainsi que les améliorations qui y ont été apportées. Enfin, toutes les précautions ont été prises pour utiliser les mesures dans le but de validation du modèle numérique élaboré.

Dans la dernière partie nous avons présenté et analysé les mesures effectuées sur le dispositif expérimental. Les paramètres mesurés, dont on s'est assuré de leur reproductibilité, sont : la force de frottement joints-tige, la pression d'alimentation, la température de l'huile et la vitesse de translation de la tige. Les influences respectives de la pression de l'huile et de la vitesse de translation sur la force de frottement ont été analysées. Ainsi, nous avons trouvé que la pression d'alimentation et la vitesse de translation augmentent la force de frottement enregistrée entre les joints et l'arbre. De plus, l'effet de la pression est plus important que celui de la vitesse de translation de l'arbre.

Ces essais vont nous servir à valider notre modèle numérique.

Chapitre III. MODELISATION DES JOINTS HYDRAULIQUES

3.1 Introduction

Par modélisation d'un système on entend la mise en équation de son comportement physique afin de prédire ses caractéristiques.

Les joints hydrauliques ont un comportement très complexe et par conséquent très difficile à modéliser. La complexité de leur comportement est apparemment liée au nombre important de paramètres qui le gouvernent. Ces paramètres sont par exemple la loi de comportement du matériau de constitution du joint, les états de surfaces du joint et de la tige, la loi rhéologique du lubrifiant, etc.

Pour modéliser le comportement des joints hydrauliques, deux méthodes classiques sont généralement utilisées : la méthode basée sur un couplage direct fluide-structure, réalisé à l'aide des coefficients d'influence et la méthode basée sur la théorie inverse de la lubrification. Une troisième méthode, très récente, fait appel aux codes de calcul de structure commerciaux, qui sont modifiés afin de prendre en compte les effets hydrodynamiques.

L'objectif de ce travail est de développer un modèle numérique basé sur la théorie inverse, capable de déterminer avec précision et rapidité les caractéristiques hydrodynamiques des joints hydrauliques.

Nous présentons en détail le modèle physique analysé, la théorie inverse, l'algorithme numérique proposé, ainsi qu'une validation par comparaison avec les résultats numériques publiés dans la littérature internationale.

3.2 Modèle physique

Les joints de tige sont utilisés pour assurer l'étanchéité de l'huile hydraulique entre une tige en translation et son environnement. Ils ont un rôle important dans le fonctionnement global du système hydraulique. En effet, une fuite au niveau du joint peut entraîner des accidents graves et nuire à l'environnement.



Fig. 3.1 Joint d'étanchéité en "U"

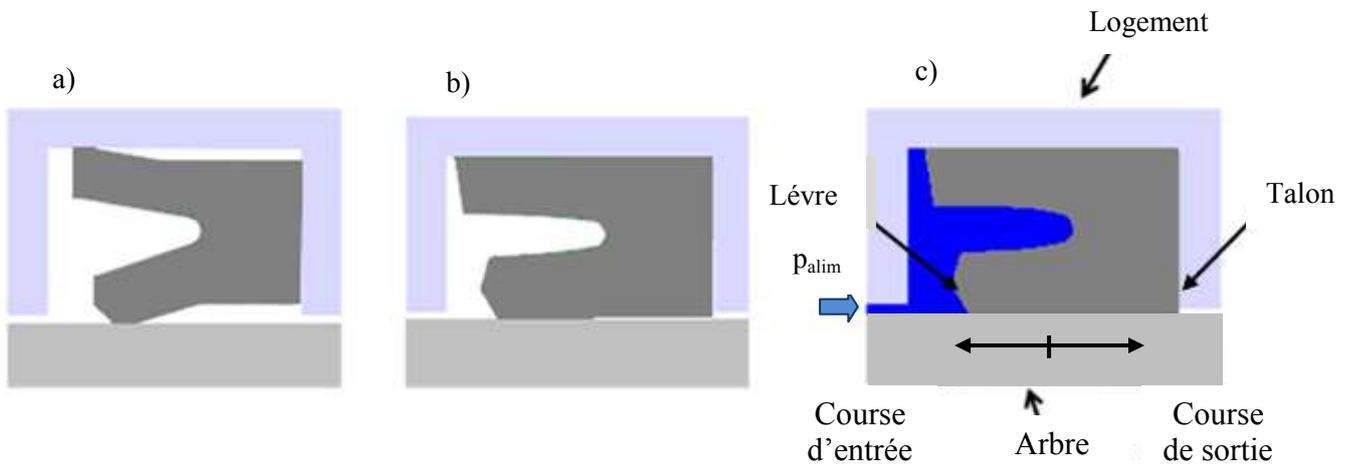
Les joints en "U" sont de plus en plus utilisés pour étancher des tiges en mouvement de translation. Pour ce type de joint, la fonction d'étanchéité est réalisée d'une part par la

différence des diamètres joint-tige et d'autre part par la pression d'alimentation qui presse les deux lèvres du joint contre l'arbre et le logement. Cette étanchéité est d'autant plus efficace que la pression de contact tige-joint est importante. Dans ce cas, lors du mouvement de translation de l'arbre, la lèvre en contact avec la tige est soumise à une usure et à une élévation de température qui peuvent être prohibitives. Pour éviter une usure excessive de la lèvre en contact avec l'arbre, la tolérance joint-arbre doit être supérieure à la tolérance joint-logement. La longueur de la lèvre en contact avec l'arbre est inférieure à la lèvre en contact avec le logement pour permettre la distribution rapide de l'huile hydraulique dans l'espace situé entre les deux lèvres.

3.3 Le mécanisme d'étanchéité

La fig. 3.2 montre les trois étapes de l'assemblage d'un joint en "U". A l'état initial, l'épaisseur du joint dans la région de la lèvre est plus grande que dans la région du talon (fig. 3.2.a). Grâce à cette géométrie, le joint est soumis à une compression entre l'arbre et le logement (fig. 2.4.b). Cet état lui confère une capacité initiale d'étanchéité. La capacité d'étanchéité devient optimale lorsque le logement est alimenté en huile hydraulique sous pression.

En effet, c'est la combinaison optimale du diamètre du joint, de celui de la lèvre et de la pression d'alimentation qui permet l'augmentation de la pression statique, celle-ci rendant efficace la fonction étanchéité



(a) mise en place du joint (b) mise en place de la tige (c) pressurisation

Fig. 3.2 Assemblage du joint

3.4 La théorie inverse

La théorie inverse [64] permet l'évaluation des performances d'étanchéité en termes de force de frottement et de débit de fuite à partir de la distribution de la pression hydrodynamique

par la résolution de l'équation de Reynolds exprimée en épaisseur de film h [65]. Cette théorie a été largement appliquée, un grand nombre de publications concernant ce sujet existant dans la littérature de spécialité [58], [66-80].

Pour un film fluide incompressible l'équation de Reynolds a la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.1)$$

où :

p est la pression hydrodynamique de l'huile lubrifiante ;

h est l'épaisseur du film dans le contact ;

U est la vitesse de translation ;

μ est la viscosité dynamique du lubrifiant.

Hypothèses générales :

- le fluide lubrifiant est un milieu continu ;
- le fluide est newtonien ;
- le régime d'écoulement est laminaire et isotherme.

Hypothèses simplificatrices :

Pour pouvoir exprimer l'équation de Reynolds en épaisseur nécessaire à l'application de la théorie inverse, les hypothèses suivantes ont été admises :

- les effets transitoires sont ignorés (car on suppose que la course est très grande par rapport à la longueur de contact) :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (3.2)$$

- l'équation initiale est réduite à une forme unidimensionnelle grâce à la géométrie axisymétrique du joint :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.3)$$

- la pression de contact statique est considérée égale à la pression hydrodynamique de l'huile lubrifiante.

Cette hypothèse est bien vérifiée lorsque la déformation radiale imposée par l'assemblage du joint est largement supérieure à celle due à la pression hydrodynamique.

Ainsi, la pression hydrodynamique étant connue, l'équation de Reynolds peut être résolue en h .

Pour obtenir l'équation souhaitée, une première intégration de l'équation (3) donne une équation du troisième degré en h (4)

$$h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot h + c \quad (3.4)$$

Pour obtenir la constante c , on résout l'équation (3.4) au point où le gradient de pression est nul. En ce point l'épaisseur de film est h_0 .

$$c = -6 \cdot \mu \cdot U \cdot h_0 \quad (3.5)$$

Si on introduit la valeur de la constante c dans l'équation (3.4), on obtient l'équation (3.6)

$$h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot (h - h_0) \quad (3.6)$$

Afin de résoudre l'équation (6), la valeur de h_0 doit être connue. Dans ce but, l'épaisseur du film est calculée dans le premier point d'inflexion A où la dérivée seconde de la pression est nulle ($\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} / A = 0$). En différenciant l'équation (3.6) au point A, on obtient les équations (3.7) et (8) :

$$3 \cdot h_A^2 \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_A \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A + h_A^3 \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \Big|_A = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_A \quad (3.7)$$

$$3 \cdot h_A^2 \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_A \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_A \quad (3.8)$$

$$h_A = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu \cdot U}{\frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A}} \quad (3.9)$$

Avec la valeur de h_A connue, on réécrit l'équation (3.6) au point d'inflexion A.

$$h_A \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot U}{\frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot (h_A - h_0) \quad (3.10)$$

Après simplification, on arrive à l'expression de h_0 :

$$h_0 = \frac{2}{3} \cdot h_A \quad (3.11)$$

L'équation (3.6) devient :

$$a \cdot H^3(x) - H(x) + 1 = 0 \quad (3.12)$$

avec

$$H(x) = \frac{h(x)}{h_0} \quad (3.13)$$

$$a = \frac{h_0^2}{6 \cdot \mu \cdot U} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.14)$$

Pour tenir compte de la rhéologie particulière des fluides hydrauliques, l'effet de la piezo viscosité a été introduit dans l'équation de Reynolds. La viscosité prend alors la forme donnée par l'équation (15) :

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{(\alpha \cdot \Delta p)} \quad (3.15)$$

où μ_0 est la viscosité initiale et α est le coefficient de piezo viscosité.

Pour calculer le coefficient de piezo viscosité, on a utilisé l'expression proposée dans la référence [81] :

$$\alpha = 34.95 \cdot 10^{(-9)} + 9.65 \cdot 10^{(-9)} \cdot \log_{10}(\mu_0) [GPa] \quad (3.16)$$

Comme la viscosité est supposée dépendre de la pression, il faut réécrire l'équation de Reynolds. On reprend la démarche à partir de l'équation (3) que nous différencions.

$$3 \cdot \frac{h_A^2}{\mu} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A + h^3 \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{\mu} \right) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right) \Big|_A = 6 \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_A \quad (3.17)$$

Au point d'inflexion A, nous avons $\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0$. Comme on considère que μ varie très peu dans la région d'entrée, nous avons :

$$\mu_A = \mu_0 \cdot e^{\alpha \cdot p_{alim}}$$

Ainsi, on peut considérer que dans cette zone nous aurons $\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{\mu} \right) = 0$.

Nous retrouvons donc une équation identique à celle déjà obtenue. Seule la valeur de la viscosité a changé.

$$\frac{3 \cdot h_A^2}{\mu_0 e^{\alpha p_{alim}}} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A = 6 \cdot U \quad (3.18)$$

$$h_A = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu_0 \cdot U \cdot e^{\alpha p_{alim}}}{\frac{\partial p}{\partial x} \Big|_A}} \quad (3.19)$$

3.5 Mise en œuvre de la théorie inverse

La théorie inverse fait l'hypothèse d'égalité entre la pression statique de contact obtenue suite à la simulation de l'assemblage du joint et la pression hydrodynamique générée lors du fonctionnement normal. En conséquence, le comportement hydrodynamique (pression, épaisseur du film, débit, etc.) est complètement déterminé par la réponse structurelle statique du joint pendant l'assemblage. C'est pourquoi, pour obtenir des résultats réalistes, une approximation très précise du champ de pression de contact est obligatoire. De petites perturbations peuvent induire des erreurs importantes dans l'évaluation du premier gradient de pression et par conséquent donner une très médiocre approximation du coefficient a dans l'équation (3.12).

3.5.1 Calcul de structure-simulation de l'assemblage du joint par élément finis

C'est l'étape la plus importante dans la mise en place de la théorie inverse. En effet, il faut obtenir le champ de pression statique le plus précis possible. Ce dernier dépend de la loi de comportement de l'élastomère. Pour obtenir cette précision, la méthode des éléments finis est indispensable [76], [82-94]. Dans la littérature de spécialité cette méthode a été appliquée pour différents types de joints, y compris des joints rectangulaires [57], [76], [82], [83], [87], [93] joints en "O" [56,57], [87], [89], joints en "X" [88] et joints en "U" [90], [91], [94], [42-44],[46].

3.5.1.1 La loi de comportement du matériau

La plus grande difficulté dans la modélisation des élastomères est le comportement non linéaire contrainte-déformation [95]. En outre, les propriétés mécaniques des élastomères dépendent fortement de la température et sont très sensibles au vieillissement.

Les lois de comportement décrivant les propriétés des élastomères sont fonction de l'énergie de déformation emmagasinée par l'unité de volume.

$$W = f(I_1, I_2, I_3) \quad (3.20)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.21)$$

$$I_2 = \lambda_1^1 \lambda_2^2 + \lambda_2^1 \lambda_3^2 + \lambda_3^1 \lambda_1^2 \quad (3.22)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (3.23)$$

où W est la fonction densité d'énergie sur l'élément de volume, I_1, I_2, I_3 les trois invariants de la matrice de déformation et $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ les principaux rapports de déformation.

Les lois de comportement les plus utilisées par les logiciels de calcul de structure commerciaux sont : Neo Hook, Mooney Rivlin et Ogden. En fait, les lois de comportement Mooney Rivlin et Néo-Hooke peuvent également être appelées lois polynomiales, la forme générale d'une loi polynomiale étant :

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J^{el} - 1)^{2i} \quad (3.24)$$

où J^{el} est le rapport volumique élastique et C_{ij} et D_i sont des paramètres de matériaux dépendant de la température. Si le matériau est considéré comme incompressible, D_i est nul et la seconde somme dans l'équation ci-dessus est ignorée.

Si $N = 2$, il en résulte la loi polynomiale de deuxième degré :

$$W = C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{02}(I_2 - 3)^2 \quad (3.25)$$

Si $N = 1$, la loi polynomiale devient la loi Mooney Rivlin :

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (3.26)$$

En outre, si C_{01} est négligée dans l'équation (22), on obtient la loi Néo-Hooke :

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (3.27)$$

Ogden [96], [97] a proposé une autre expression de la fonction densité d'énergie.

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} J^{-\frac{\alpha_n}{3}} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) + 4.5(J^{\frac{1}{3}} - 1)^2 \quad (3.28)$$

où μ_n et α_n sont des paramètres de matériau dépendant de la température. Les lois de comportement Mooney Rivlin et Néo Hooke peuvent également être obtenues à partir de la loi Ogden.

3.5.1.2 Assemblage du joint

Le modèle éléments finis du joint analysé a été réalisé avec des éléments axisymétriques dans l'hypothèse des grandes déformations et grands déplacements. Dans la région en contact, on a utilisé des éléments à quatre nœuds (voir fig.3.3). Ce type d'éléments est généralement utilisé dans le traitement des problèmes de contact. L'arbre et le logement ont été définis comme étant des éléments analytiques rigides.

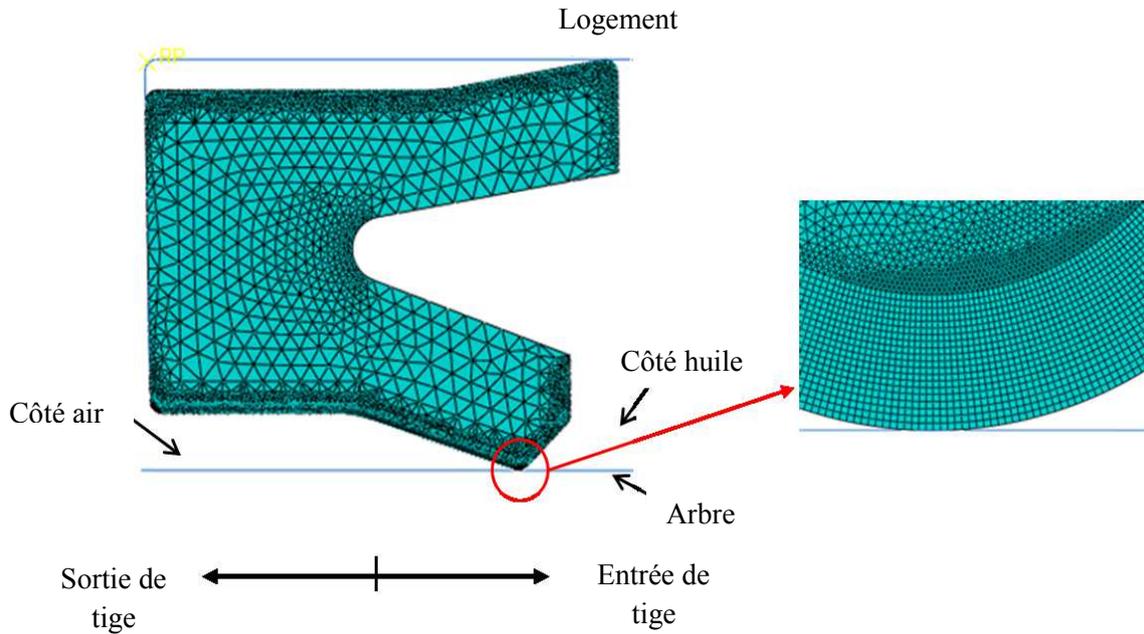


Fig. 3.3 Le modèle éléments finis du joint analysé

L'influence de la taille des mailles sur les résultats du calcul inverse, en termes de force de frottement et de débit de fuite, a été étudiée. En analysant la fig.2.11, on observe qu'un maillage plus grand que $2\ \mu\text{m}$ augmente l'erreur sur les grandeurs hydrodynamiques calculées. Par conséquent, dans la suite du travail, la taille du maillage retenue dans la région de contact joint-arbre sera de $2\ \mu\text{m}$.

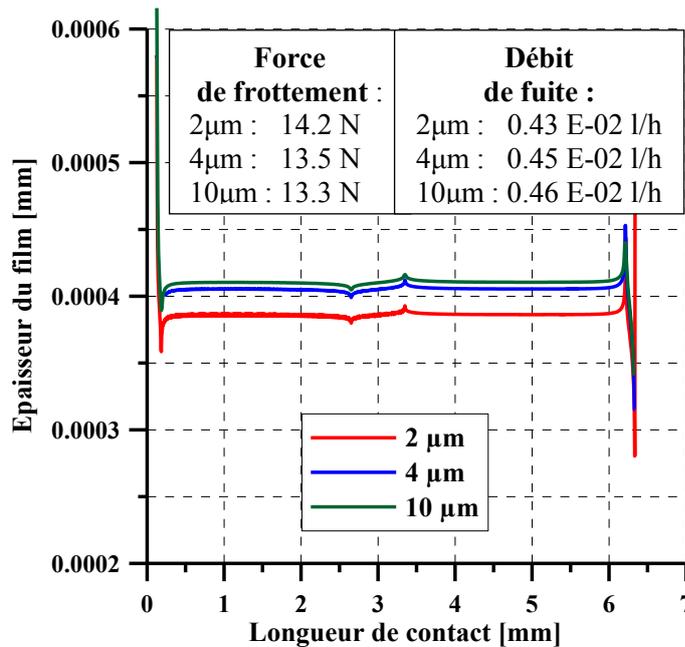


Fig. 3.4 Influence du maillage

La simulation de l'assemblage du joint a été réalisée en deux étapes. Dans la première étape, un déplacement radial négatif du logement est suivi par un déplacement radial positif de l'arbre. Dans la seconde étape, une pression hydraulique constante p_{alim} est appliquée sur le

côté huile pour tous les éléments de surface qui ne sont pas en contact avec l'arbre ou avec le logement. (

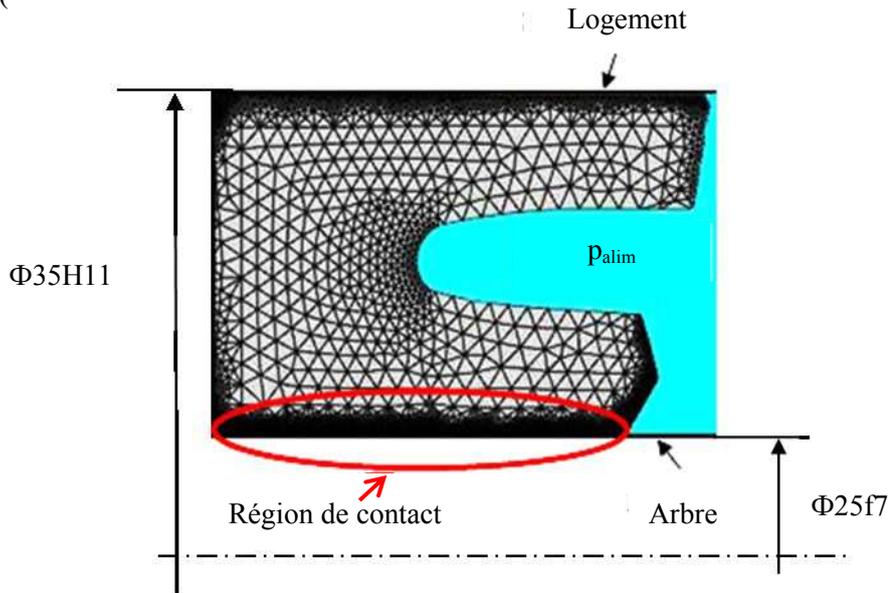


fig. 3.5 Modélisation de l'assemblage du joint

Afin de pouvoir analyser l'effet de la pression d'alimentation sur le comportement des joints hydrauliques, le joint est soumis à quatre pressions d'alimentation (p_{alim}) différentes comprises entre 4 MPa et 20 MPa. La fig.3.6 montre les distributions de pression statique obtenues lors de la simulation de l'assemblage du joint, pour les quatre pressions d'alimentation. Comme on peut l'observer, l'augmentation de la pression d'alimentation diminue la longueur de contact et augmente la charge qui s'exerce sur le joint.

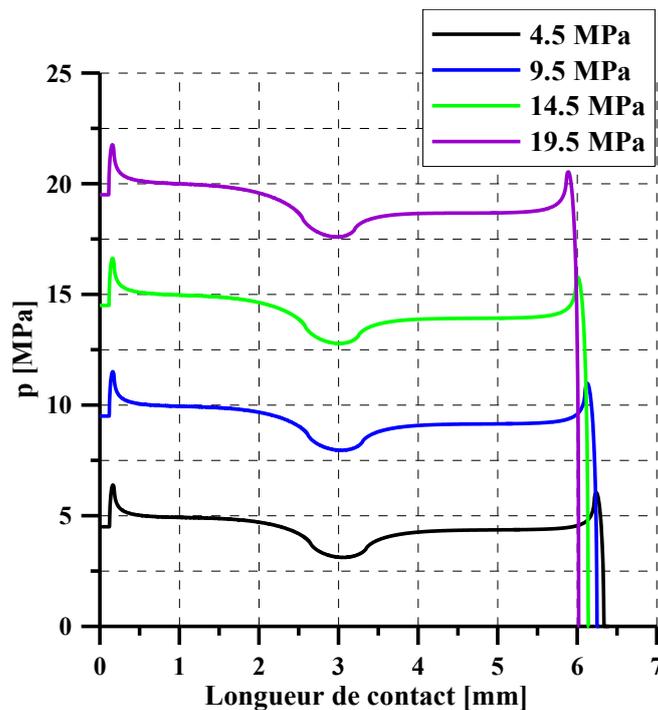


Fig. 3.6 Champs de pression statique pour différentes pressions d'alimentation

Comme l'ont déjà souligné Kanters [58] et Nikas [55], le champ de pression calculé directement à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage du joint, ne peut pas inclure la génération de pression dans l'espace qui précède la région de contact. C'est-à-dire qu'une approximation réaliste de la pression hydrodynamique dans cette région n'est pas possible. Compte tenu de la forme de la pression statique en entrée du contact, le champ de pression de contact obtenu doit être corrigé de manière hydrodynamique.

A titre d'exemple, nous allons présenter la démarche réalisée pour corriger le champ de pression statique de contact obtenu lors de l'assemblage du joint analysé à une pression d'alimentation de 4.5 MPa.(fig. 3.7)

La région de contact joint-tige est composée de trois parties : l'entrée du contact, la partie centrale du contact et la sortie du contact. A partir du champ de pression statique de contact, un profil initial du film est calculé par la théorie inverse. Après le premier point d'inflexion, positionné à l'entrée du contact (fig 3.8), l'épaisseur du film est considérée comme bien déterminée par la théorie inverse mais, avant ce point d'inflexion, le profil du film doit être corrigé par la relation suivante :

$$h(x) = h_A + h_{EF}(x) \quad (3.29)$$

où h_{FE} est l'écart de l'épaisseur du joint-arbre prédite à partir du calcul de structure et h_A l'épaisseur du film calculée au point d'inflexion par la méthode inverse.

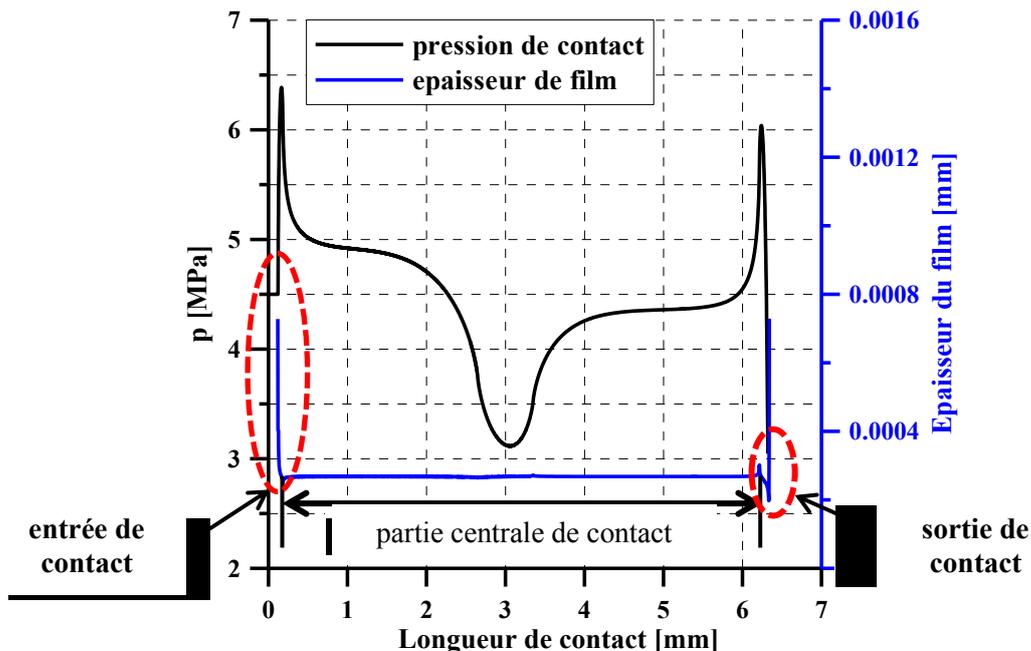


Fig. 3.7 Distribution de pression et d'épaisseur lors de l'assemblage du joint pour une pression d'alimentation de 4.5 MPa

Un point délicat dans la mise en œuvre de la théorie inverse est de trouver une approximation précise du premier point d'inflexion A, où $\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \Big|_A = 0$.

- A partir de l'épaisseur du film calculée avec la relation (3.29), la distribution de la pression en entrée, avant le premier point d'inflexion, est corrigée par la méthode hydrodynamique directe. Pour le mouvement de sortie de la tige, les conditions aux limites en pression sont représentées par la pression d'alimentation d'un côté et la pression statique de contact dans le point d'inflexion en sortie de l'autre. Pour le mouvement d'entrée de tige, les conditions aux limites sont représentées par la pression ambiante d'un côté et la pression statique de contact dans le point d'inflexion de l'autre.

- Le nouveau champ de pression ainsi obtenu modifie la position du point d'inflexion et par conséquent l'épaisseur du film calculée par la théorie inverse. Plusieurs itérations sont nécessaires avant que le champ de pression calculé ne converge vers le champ de pression recherché. Pour vérifier la solution, l'équation (3.3) est résolue de manière directe à partir de la distribution de l'épaisseur obtenue précédemment.

Sur la fig.3.8, on a consigné les pressions et les épaisseurs obtenues avant et après correction. On observe un écart d'environ 50% entre les deux épaisseurs de film, ce qui est très important et affecte de manière très sensible les grandeurs hydrodynamiques.

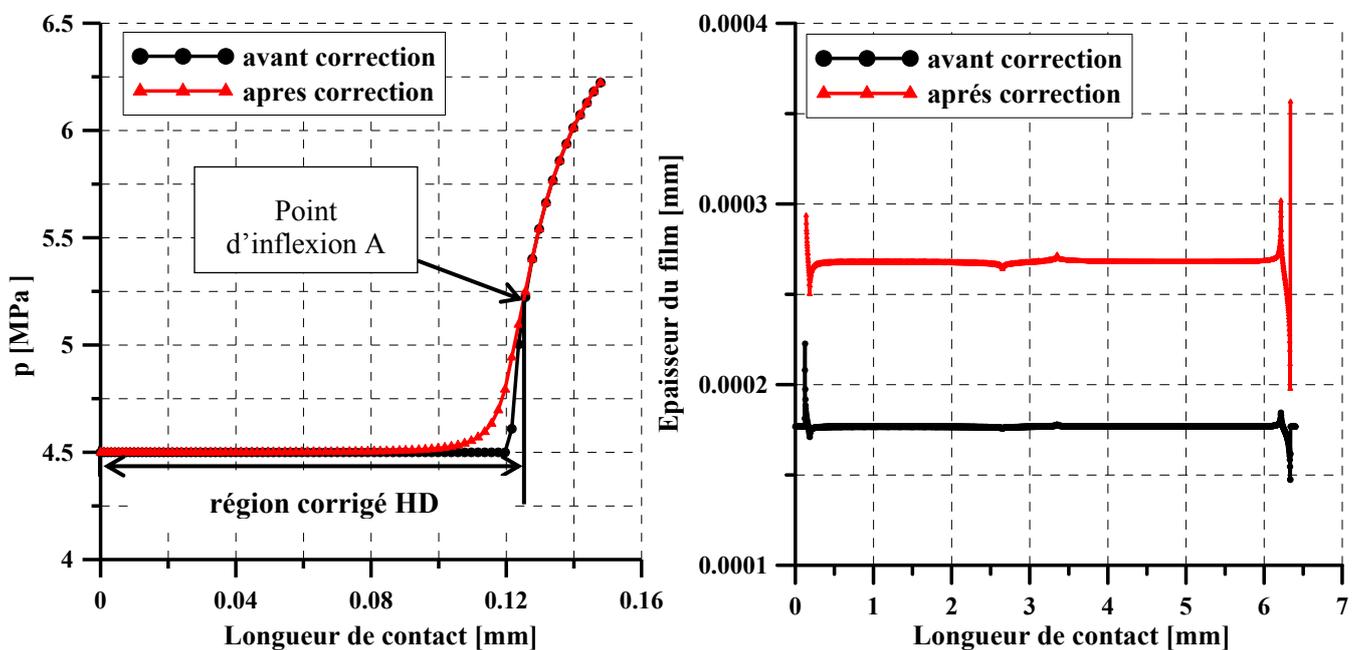


Fig. 3.8 Correction hydrodynamique de la pression statique

3.5.2 Algorithme proposé

L'algorithme que nous avons mis au point pour résoudre le problème inverse est présenté dans la fig. 3.9. Un champ de pression de contact est obtenu par la simulation éléments finis de l'assemblage du joint. A partir de ce champ de pression, un profil initial de film est calculé par la méthode inverse. La distribution de pression avant le premier point d'inflexion est soumise à la correction hydrodynamique.

Par la suite, le profil du film lubrifiant est recalculé par la méthode inverse à partir du champ de pression corrigé. Le nouveau champ de pression modifie la position du point d'inflexion et par conséquent le profil du film prédit par la théorie inverse, non corrigée.

Plusieurs itérations sont nécessaires pour stabiliser la position du point d'inflexion. Avec les profils de pression et d'épaisseur du film obtenus, on calcule notamment la force de frottement par la relation suivante :

$$F_f = \pi \cdot D \int_0^{L_{contact}} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{U}{h} \right) dx \quad (3.30)$$

Le débit de fuite est calculé séparément pour les deux courses opérationnelles par la l'expression (3.31) :

$$Q = \pi \cdot D \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + U \frac{h}{2} \right) \quad (3.31)$$

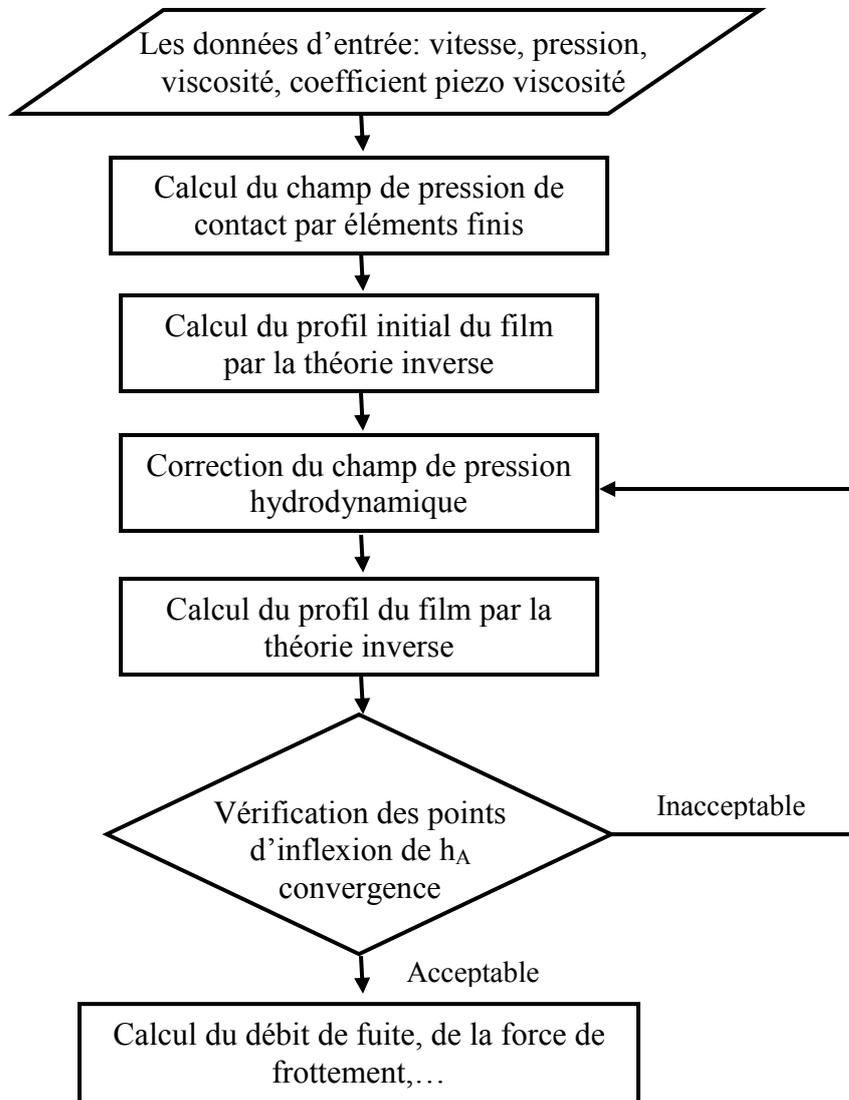


Fig. 3.9 Algorithme numérique

Le coefficient de frottement est calculé à partir de la force de frottement et l'intégration du champ de pression (3.32) :

$$f = \frac{\int_0^{L_{contact}} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{U}{h} \right) dx}{\int_0^{L_{contact}} p dx} \quad (3.32)$$

La puissance dissipée est calculée avec la relation (3.33) :

$$P = F_f \cdot U \quad (3.33)$$

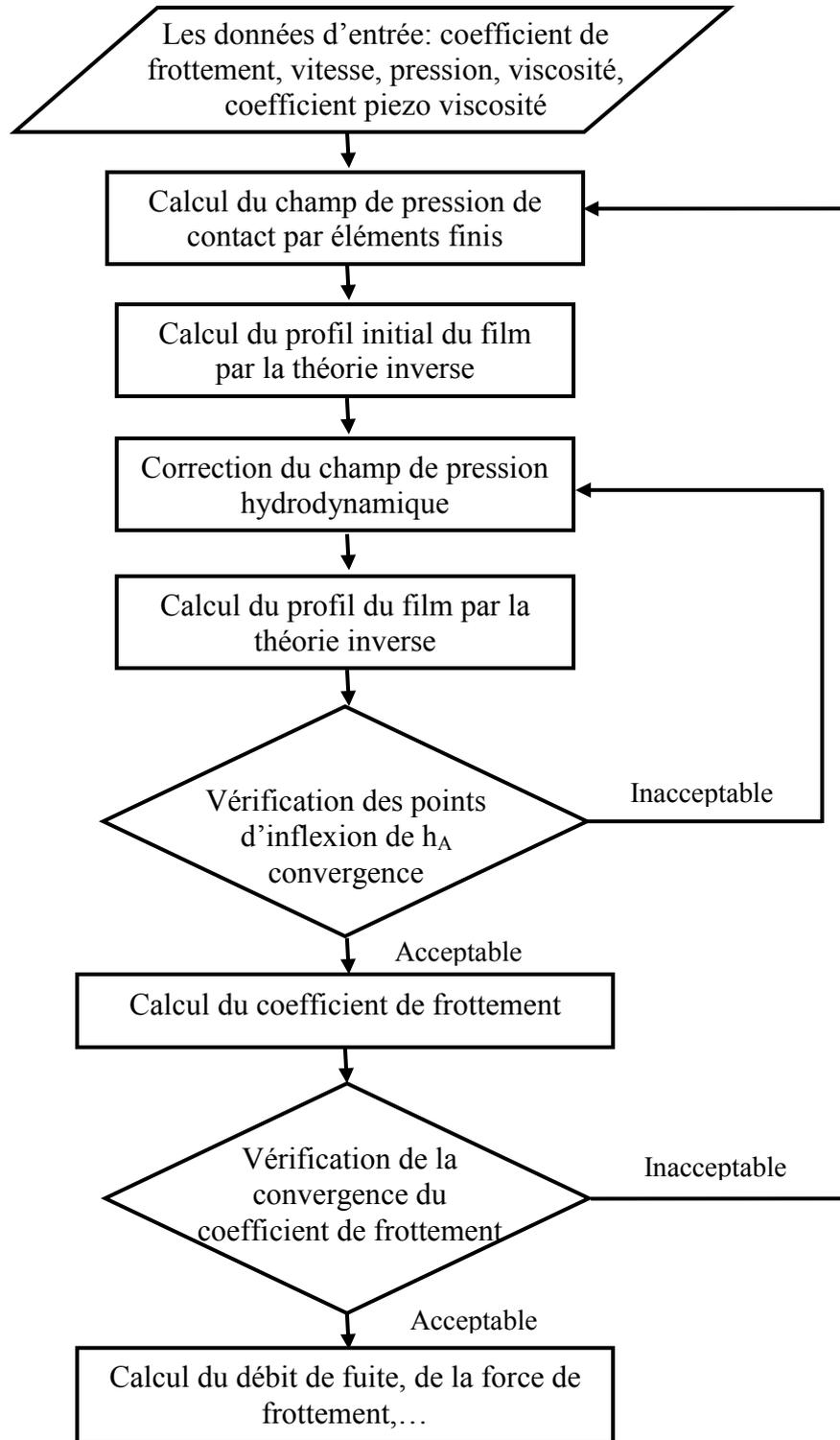


Fig. 3.10 Algorithme numérique avec frottement

Le champ de pression statique que nous avons utilisé pour la théorie inverse ne tient pas compte du frottement dans le film. En effet, il est obtenu sans mouvement relatif entre la tige et le joint. On sait que, lors de ce mouvement, le champ de pression statique se modifie. Cette modification peut se traduire par une baisse de la pression et donc de la charge qui agit sur le joint.

Afin de rendre notre modèle pertinent, nous avons résolu le problème inverse en tenant compte du frottement dans le film. L'algorithme qu'on a mis au point est donné sur la fig.3.10.

Le champ de pression de contact est obtenu à partir de la simulation de l'assemblage du joint, en utilisant des conditions aux limites avec frottement pour le contact joint-arbre. Pour démarrer le processus itératif, un coefficient de frottement initial est choisi en vue d'obtenir un premier profil de film. La valeur du coefficient de frottement initial est issue du traitement par la théorie inverse du premier champ statique obtenu sans frottement. Ce coefficient est injecté dans le calcul de structure avec simulation d'un mouvement relatif tige-joint. Un nouveau champ de pression statique est ainsi obtenu, qui, à son tour, induit un nouveau coefficient de frottement. Ce processus est itéré jusqu'à convergence. Cette convergence est obtenue quand le champ de pression statique se stabilise. En règle générale, 3 à 4 itérations sont nécessaires pour obtenir la convergence. A la fin du processus, on calcule les caractéristiques d'étanchéité du joint analysé. Les calculs ont montré que les grandeurs calculées avec ou sans frottement étaient à 2% près identiques. Cette voie n'a donc pas été prolongée.

3.6 Vérification du modèle

Pour vérifier le modèle numérique proposé, l'algorithme décrit ci-dessus a été appliqué lors de la simulation d'un joint torique étudiée par Stupkiewics et Marcinişzyn [57]. Leur approche théorique fait appel aux codes de calcul de structure commerciaux, qui sont modifiés afin de prendre en compte les effets hydrodynamiques. L'implémentation du modèle basée sur la théorie hydrodynamique inverse, en reproduisant les résultats numériques du Stupkiewics et Marcinişzyn, est décrite dans la référence [98].

La fig. 3.11 présente les distributions de la pression et de l'épaisseur du film en contact pour une configuration d'entrée et de sortie de tige, pour trois pressions d'alimentation de 0, 1 et 3 MPa, à une vitesse de translation de 100 mm/s. Les résultats obtenus avec la théorie inverse sont dans une très bonne concordance avec les résultats obtenus par Stupkiewics et Marcinişzyn. Dans les fig.3.11 b) et d) sont représentées aussi les épaisseurs des films obtenues sans correction hydrodynamique du champ de pression. On remarque un écart important entre les épaisseurs obtenues avec et sans correction hydrodynamique. Pour obtenir des résultats corrects par cette approche, il faut donc absolument corriger le champ de pression statique.

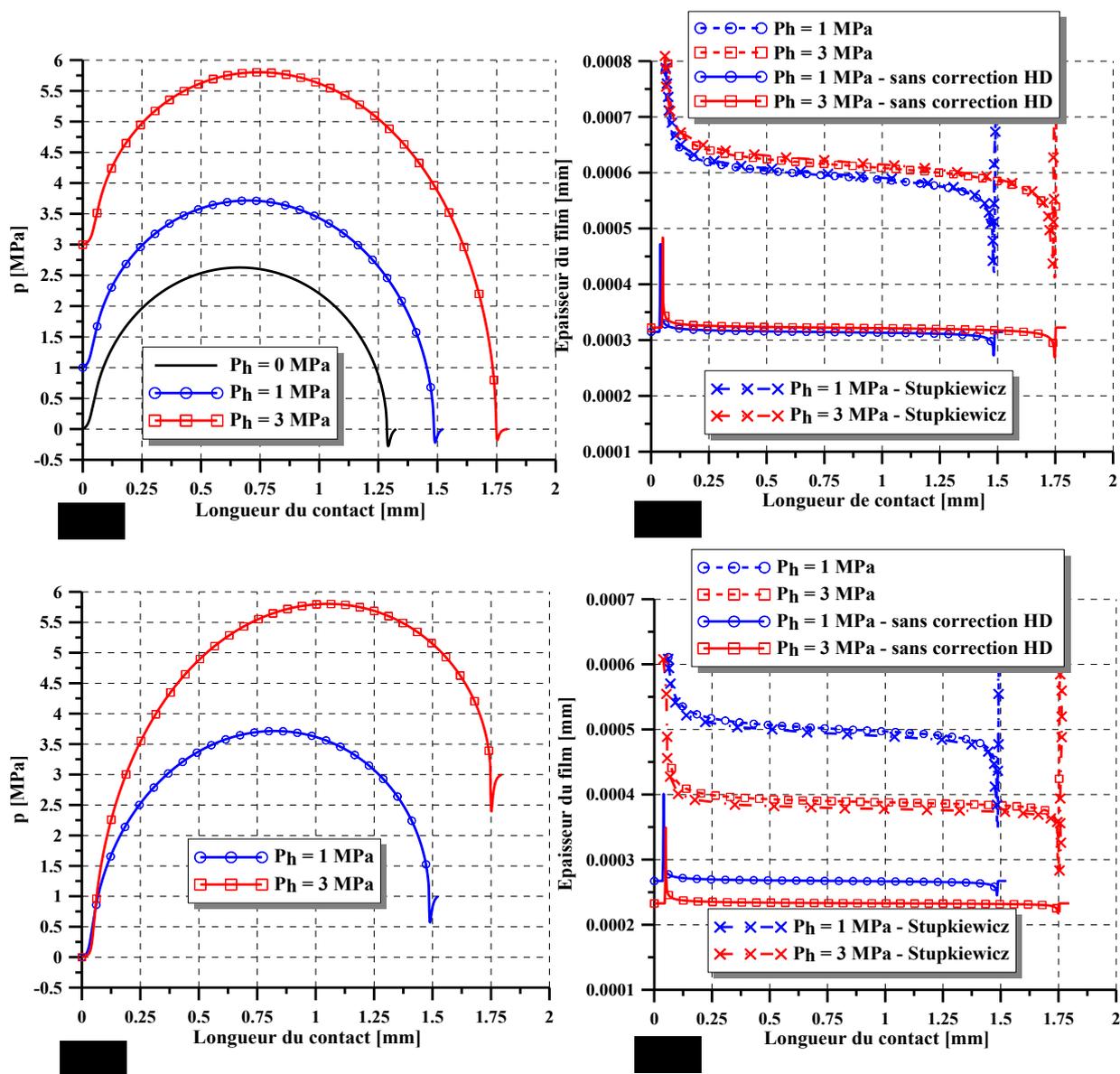


Fig. 3.11 Joint torique : distribution de la pression de contact (a,c) et d'épaisseur du film (b,d) pour la sortie (a,b) et entrée (c,d) à $U=100\text{mm/s}$: on comparaison [98]

3.7 Etude paramétrique

Maintenant que nous nous sommes assurés de la validité de notre modèle, nous nous proposons d'analyser les effets de quelques paramètres sur les résultats numériques. Ces paramètres sont : la pression d'alimentation, la vitesse de translation de la tige et la rugosité du joint.

3.7.1 Effet de la pression d'alimentation et de la vitesse de translation

Le premier paramètre analysé est la pression d'alimentation. La fig. 3.12 montre la variation de la force de frottement avec la pression d'alimentation pendant la course d'entrée, la course de sortie et à deux vitesses de translation de la tige.

On remarque que, pendant la course d'entrée, la pression augmente la force de frottement, tandis que, pendant la course de sortie, l'effet de la pression est faible. En effet, pendant la course d'entrée, la pression augmente la charge de joint et par conséquent la force de frottement.

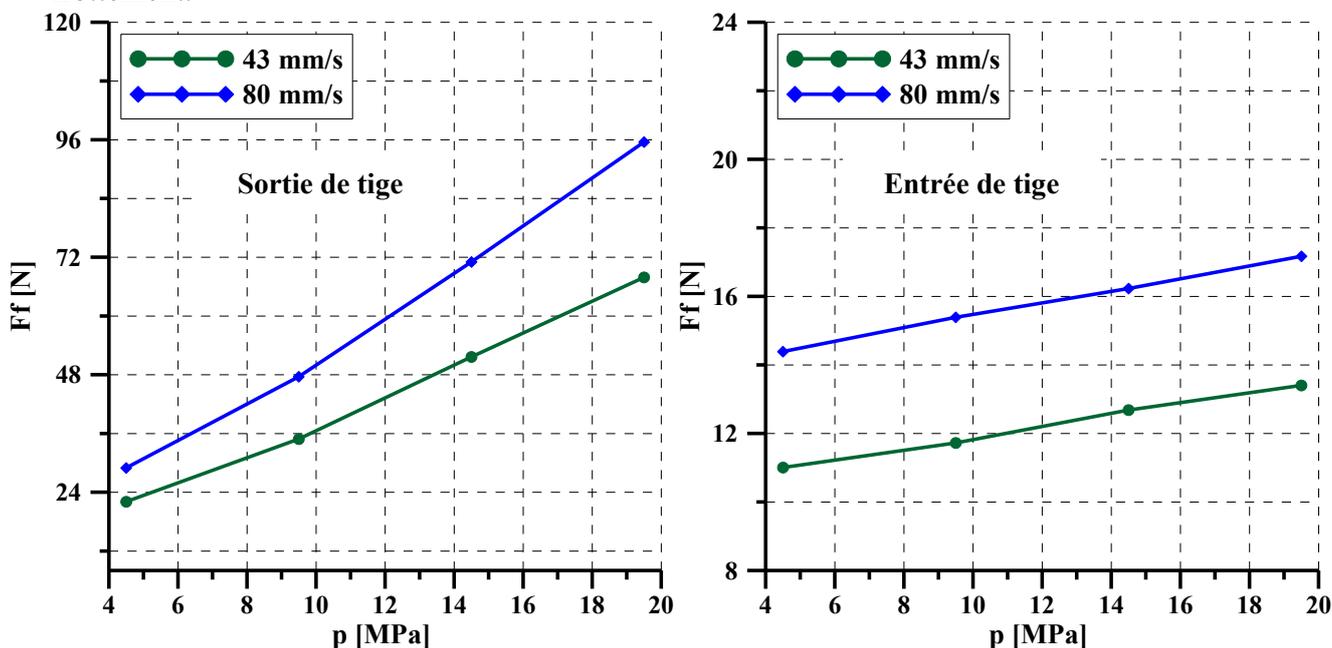


Fig. 3.12 Evolution de la force de frottement en fonction de la pression et de la vitesse

Pendant la course de sortie, la pression est favorable à la formation d'un film fluide plus épais que pendant la course d'entrée. Par conséquent, comme le montre la fig.3.12, la force de frottement pendant la course de sortie est nettement plus faible que celle obtenue en entrée de tige. Les épaisseurs de films représentées sur la fig.3.13 qui ont été obtenues pour la course d'entrée et la course de sortie aux deux vitesses étudiées sont en accord avec cette remarque.

Le deuxième paramètre analysé est l'effet de la vitesse de translation de la tige. La fig.3.12 montre aussi la variation de la force de frottement à deux vitesses de translation différentes. On observe que la vitesse de translation augmente la force de frottement pendant les deux courses opérationnelles. En effet, pour la vitesse l'écart observé est de 22 % en sortie de tige et au maximum d'environ 27 % en entrée de tige, alors qu'il est de 24 % en sortie de tige et de 67 % en entrée de tige pour la pression. Pour calculer les écarts de pression on a comparé la valeur de la force de frottement obtenue à 19.5 MPa avec celle obtenue à 4.5 MPa pendant l'entrée et la sortie pour les deux vitesses testées. Les écarts maxima correspondent à une vitesse de 80 mm/s. Pour les écarts de vitesse, on a comparé les valeurs de la force de

frottement obtenues à chaque pression pour les deux vitesses testées et puis on a choisi les écarts maxima qui correspondent dans notre cas à une pression de 19.5 MPa.

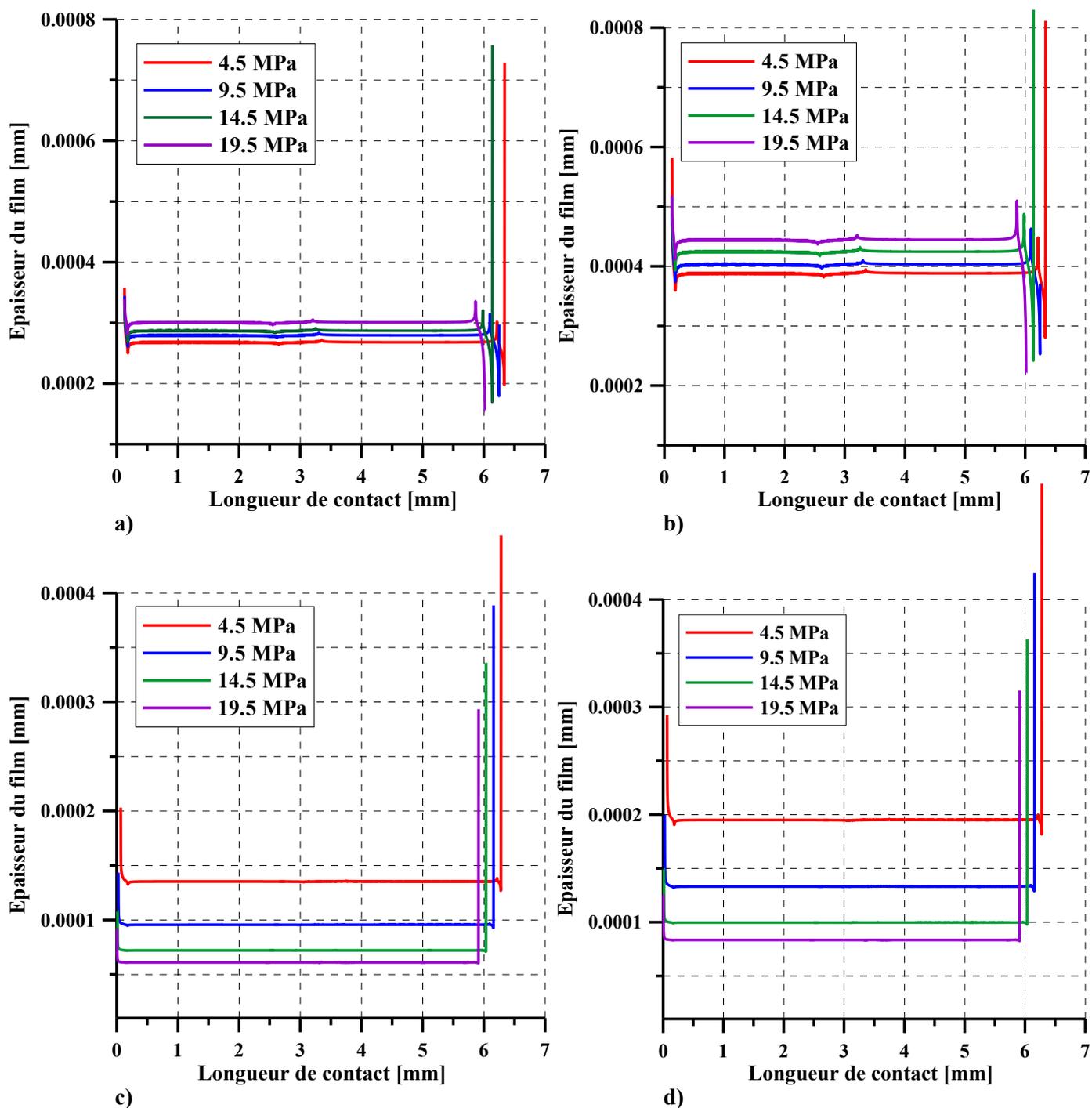


Fig. 3.13 Distribution de l'épaisseur du film fluide pendant la sortie (a, b) et l'entrée (c, d) à $U= 43$ mm/s (a, c) et à $U= 80$ mm/s (b, d)

Les épaisseurs obtenues sur la fig 3.13 sont en accord avec nos conclusions.

3.7.2 Effet de la rugosité du joint

Pour analyser l'influence de la rugosité du joint sur son comportement, le modèle numérique a été amélioré. A notre connaissance, c'est la première fois que cet effet est pris en compte dans une approche inverse. En effet, la théorie inverse est appliquée à la distribution de

pression statique de contact obtenue à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage du joint rugueux. Salant, Maser et Yang [94], [41-44], [46] ont aussi analysé l'effet de la rugosité du joint en utilisant des modèles plus complexes. Ils ont traité seulement l'effet de la rugosité du joint par une approche similaire à celle de Greenwood et Williamson [39].

Pour modéliser la rugosité du joint, nous avons utilisé des sinusoides ayant la même rugosité moyenne (R_a) que la rugosité réelle. Dans la fig.3.14, nous avons représenté le champ de pression de contact et le profil d'épaisseur du film obtenue lors de la simulation de l'assemblage du joint rugueux et du joint lisse. On observe que le champ de la pression lisse semble représenter la moyenne du profil rugueux, tandis que l'épaisseur du film est légèrement supérieure à celle obtenue pour un joint rugueux.

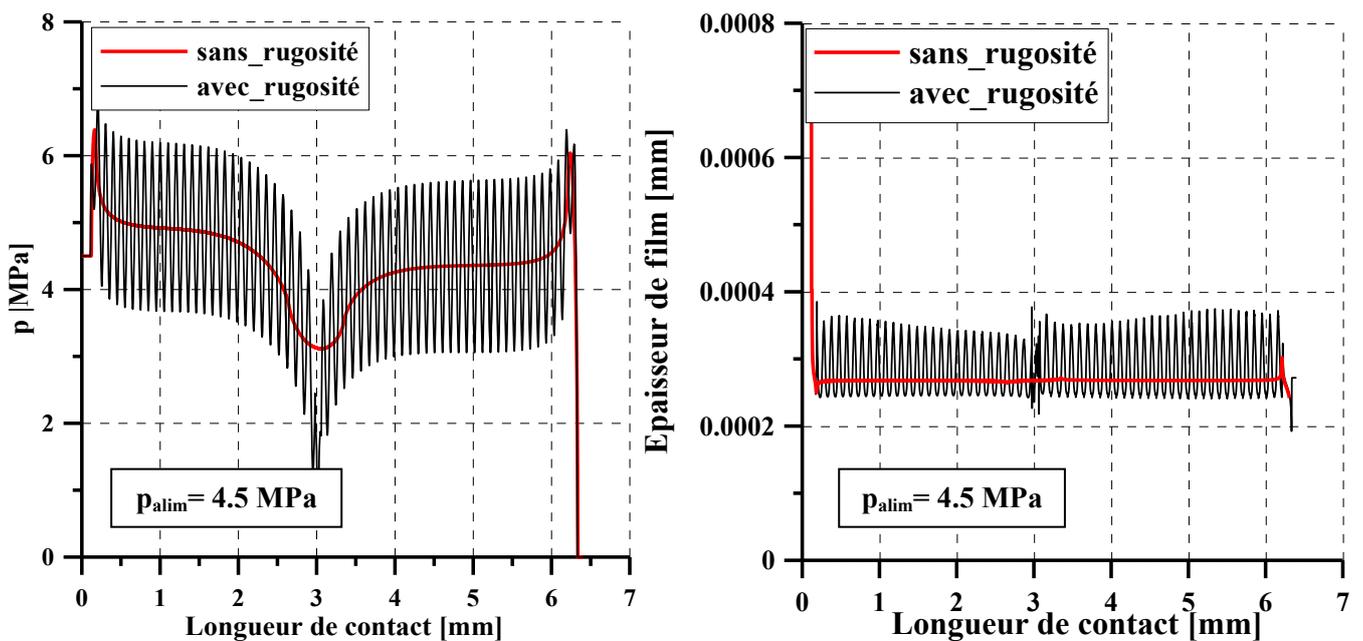


Fig. 3.14 Champ de pression et d'épaisseur du film après l'assemblage du joint lisse et rugueux

Le modèle du joint que nous proposons est composé de trois zones distinctes : l'entrée, la partie centrale et la sortie. Dans une première étape, nous avons exclu les régions d'entrée et de sortie du contact et nous avons modélisé les rugosités seulement dans la partie centrale du contact.

Nous avons remarqué que, quel que soit le joint étudié, rugueux ou lisse, la rugosité positionnée ainsi ne semble pas modifier de manière sensible les caractéristiques hydrodynamiques obtenues (Fig. 3.15). Ce résultat ne nous surprend pas. En effet, nous pensons que, tant que la position du point A n'est pas modifiée, les résultats resteront inchangés.

Dans un second temps, nous avons modifié la région d'entrée ou de sortie, en y ajoutant la rugosité. La fig.3.16 montre une augmentation d'environ 10% de la force de frottement pendant la course de sortie ; en entrée de tige, l'effet semble moins prononcé. Les épaisseurs de

film obtenues pendant les deux courses opérationnelles (fig.3.17) sont en accord avec les résultats prédits. Par ailleurs, l'effet de la vitesse est inchangé.

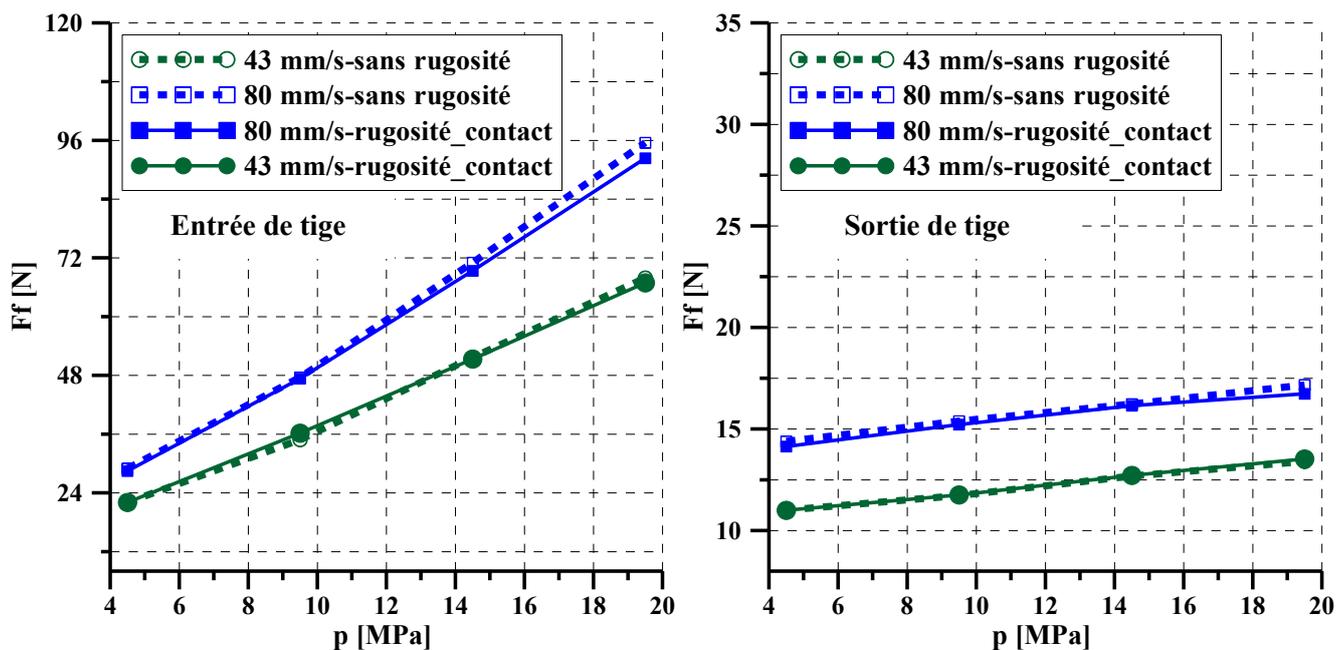


Fig. 3.15 Variation de la force de frottement en fonction de la pression du joint lisse et du joint rugueux dans la partie centrale du contact

Nous constatons que la rugosité dans la région d'entrée ou de sortie semble avoir une grande importance.

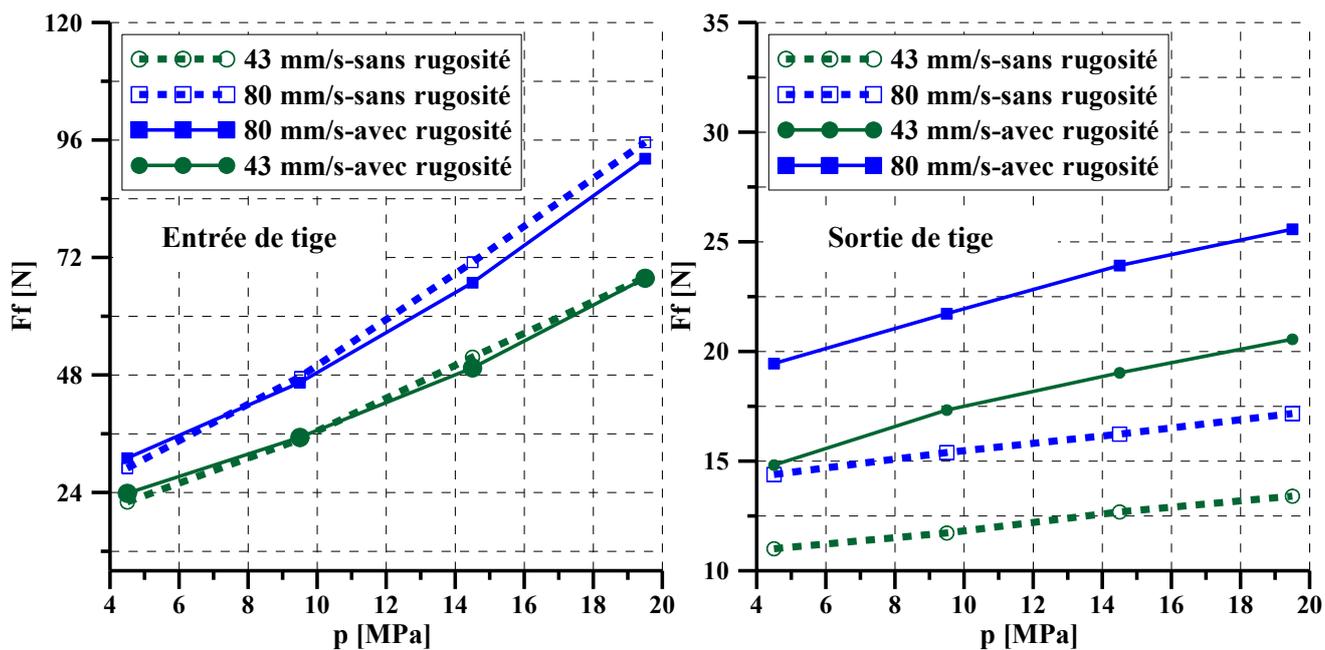


Fig. 3.16 Variation de la force de frottement en fonction de la pression du joint lisse et du joint rugueux

En effet, cette rugosité modifie la position du point d'inflexion A, entraînant ainsi la modification de toutes les caractéristiques hydrodynamiques du joint analysé.

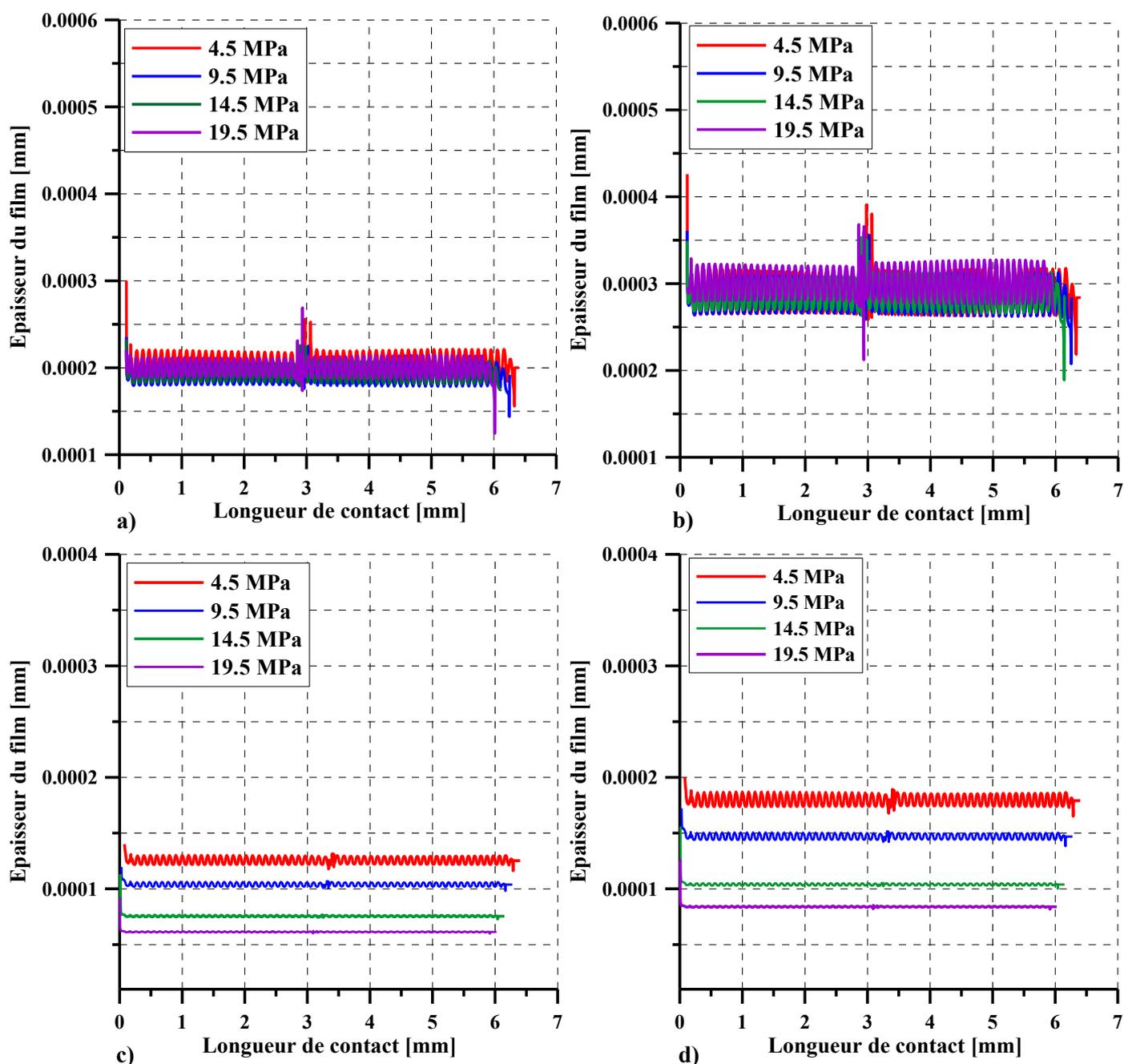


Fig. 3.17 Distribution de l'épaisseur du film fluide du joint rugueux pendant la course de sortie (a, b) et d'entrée (c, d) à $U = 43$ mm/s (a, c) et à $U = 80$ mm/s (b, d)

Les épaisseurs obtenues figure 3.17 corroborent parfaitement nos résultats.

Afin d'analyser l'influence de la forme de la rugosité, ainsi que de sa longueur d'onde sur les performances d'étanchéité, nous avons varié l'amplitude de la rugosité et maintenu la rugosité moyenne constante ainsi que la longueur d'onde. Deux valeurs de longueur d'onde ont été testées : 0.1 mm et 0.15 mm. Concernant l'amplitude, nous avons d'abord testé une rugosité avec une amplitude constante de 0.0024 mm, puis une rugosité à trois amplitudes différentes : 0.0021 mm, 0.0024 mm et 0.0026 mm. (Fig. 3.18)

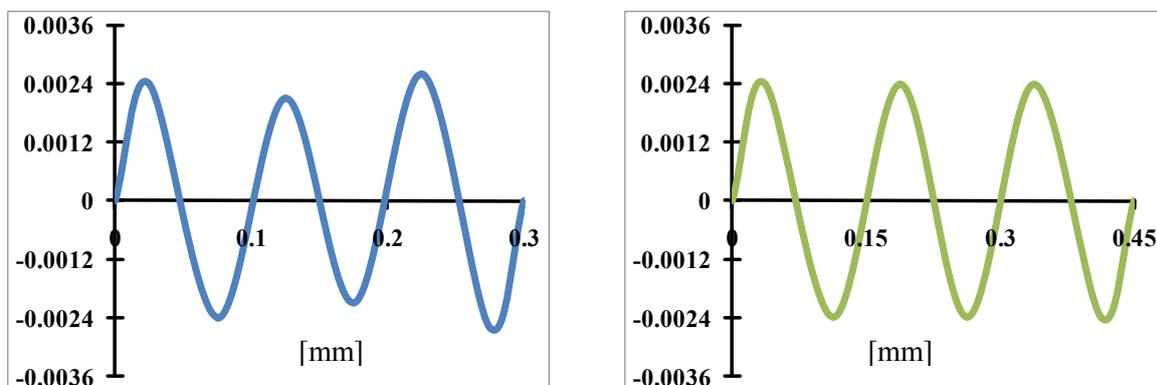


Fig. 3.18 Modèles de la rugosité du joint

Dans la fig.3.19, on observe que, pour les deux vitesses analysées, l'amplitude et la longueur d'onde de la rugosité ont une influence négligeable sur les résultats numériques en termes de force de frottement.

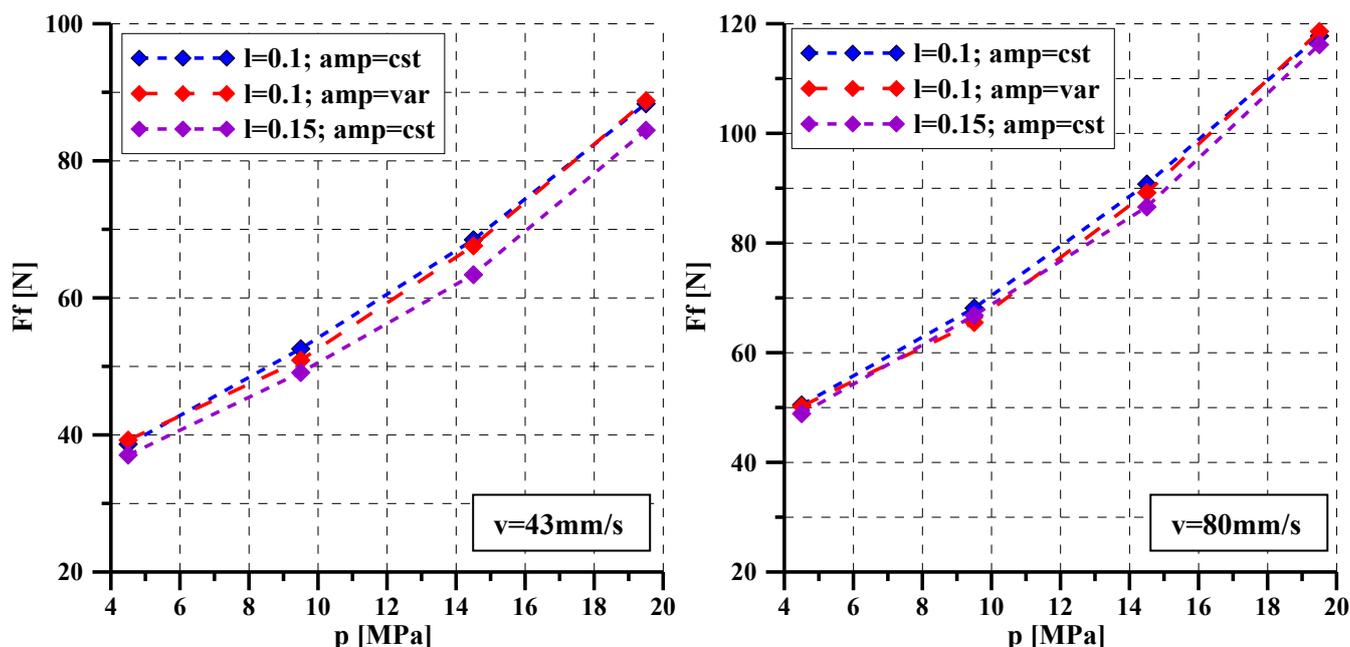


Fig. 3.18 Variation de la force de frottement en fonction de la pression pour trois types de rugosités testées

3.8 Conclusion

Un modèle numérique de calcul des caractéristiques hydrodynamiques des joints hydrauliques en translation a été développé. La formulation est basée sur la théorie inverse de la lubrification. Les nouveautés principales consistent en la prise en compte du frottement dans le calcul de structure, la rugosité du joint et le traitement des effets hydrodynamiques dans la région d'entrée du contact. La méthodologie utilisée est décrite en détail et validée par comparaison avec les résultats numériques obtenus par Stupkiewics et Marciniszyn [57].

La première étape de l'analyse théorique est la simulation par éléments finis de l'assemblage du joint. Le modèle du joint est réalisé avec des éléments axisymétriques dans l'hypothèse des grands déplacements et grandes déformations. Le champ de pression obtenu

directement à partir du calcul de structure n'est pas une approximation réaliste de la pression hydrodynamique dans la région d'entrée. C'est pour cette raison qu'une correction hydrodynamique est nécessaire.

L'effet de la pression et de la vitesse de translation sur la force de frottement est analysé. Une grande différence entre les forces de frottement calculées pendant les deux courses opérationnelles entrée-sortie de tige est observée. Alors que, pendant la course de sortie, les forces de frottement calculées varient faiblement avec la pression d'alimentation en entrée, la pression augmente la charge du joint, ce qui entraîne une diminution de l'épaisseur du film et par conséquent une augmentation sensible de la force de frottement. Cette force est d'autant plus grande que la pression d'alimentation est grande. Ainsi, nous obtenons 24 % pour la sortie de tige et 67 % pour son entrée. L'effet de la vitesse semble moins prononcé que celui de la pression pour l'entrée de tige et légèrement supérieur à celui de la pression pour la sortie de tige, à savoir 27 % pour l'entrée de tige et 22 % pour la sortie.

L'effet de la rugosité du joint est pris en compte de manière originale. En effet, la théorie inverse est appliquée à la distribution de pression statique de contact obtenue à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage d'un joint rugueux. La rugosité moyenne (R_a) de la surface du joint en contact avec l'arbre est égale à la rugosité moyenne mesurée du joint étudié. Des différences d'environ 10% sont obtenues entre les caractéristiques hydrodynamiques des joints rugueux et lisses. L'influence de l'amplitude de la rugosité ainsi que de sa longueur d'onde sur les performances d'étanchéité est analysée. Des différences de moins 2% sont rencontrées au niveau des forces de frottement calculées. Il semble que la rugosité du joint ait une influence importante sur les prédictions numériques. Ce résultat est confirmé par la plupart des études numériques et expérimentales [26], [27], [41]. La conclusion est que le régime de lubrification hydrodynamique est rarement rencontré en pratique.

Afin de pouvoir valider notre modèle numérique, des expérimentations sont envisagées sur le banc d'essai décrit au chapitre II.

Chapitre IV. VALIDATION DU MODELE NUMERIQUE

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons confronter nos mesures expérimentales à nos prédictions numériques. Pour pouvoir le faire dans de très bonnes conditions, il faut avoir toutes les données nécessaires, à savoir la viscosité de l'huile hydraulique, la loi de comportement de l'élastomère de constitution du joint, la géométrie du joint et de la tige, les pressions d'alimentation et les vitesses de sortie et d'entrée de la tige. A partir de ces données, nous devons effectuer un assemblage pour accéder au champ de pression statique le plus précis possible. La viscosité étant connue, on peut entreprendre la simulation numérique par la théorie inverse de la lubrification.

4.2 Calcul de structure

4.2.1 Description du matériau du joint

Le matériau du joint étudié est un caoutchouc nitrile hydrogéné (HNBR). C'est un dérivé du caoutchouc nitrile, qui est hydrogéné en utilisant des catalyseurs en métaux précieux. Les groupes nitriles ne sont pas affectés au cours du processus, mais les liaisons double carbone-carbone en caoutchouc nitrile sont converties en liaisons simples plus stables. Ils ont généralement une bonne résistance à la traction, à la température ambiante et aux températures de service entre 100-140 ° C [99].

Egalement, comme les autres élastomères, le HNBR a une très bonne résistance à l'abrasion, une faible déformation permanente et une grande élasticité. Les propriétés du HNBR sont complétées par une bonne stabilité au vieillissement thermique et une grande résistance chimique à l'huile.

Tableau 4.1 Propriétés physiques et mécaniques

Dureté	80 Shore A
Allongement	300%

Les joints en HNBR sont utilisés dans les applications hydrauliques, comme par exemple les vérins hydrauliques et les pompes à eau, en raison de leur résistance aux fluides en général et aux fluides agressifs en particulier.

4.2.2 Géométrie du joint

La géométrie du joint étudié est représentée dans la fig. 4.1. Ce type de joint est habituellement utilisé pour assurer l'étanchéité de l'huile entre la tige d'un vérin hydraulique et son environnement.

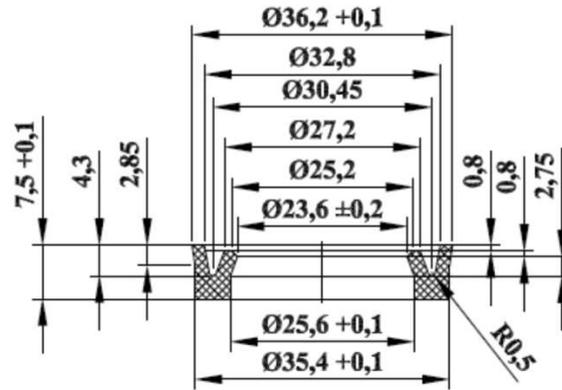


Fig. 4.1 La géométrie du joint

4.3.1 La loi de comportement du matériau

Le choix de la loi utilisée pour décrire le comportement de HNBR a été adopté à partir de la courbe expérimentale contrainte/déformation apparente, obtenue par des essais de traction et de compression uni axiales à une température ambiante d'environ 22 ° C.

La contrainte apparente est obtenue en divisant la force de traction (F_t) par la section transversale initiale (S_0) de l'éprouvette :

$$\sigma_e = \frac{F_t}{S_0} \quad (1)$$

La déformation apparente (ε) est calculée en divisant l'allongement de l'éprouvette (Δl) par sa longueur initiale (L) :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L} \quad (2)$$

Le logiciel de calcul de structure Abaqus permet l'évaluation des caractéristiques de stabilité de chaque loi de comportement dans toutes les situations de déformation. Comme pendant l'assemblage, le joint est soumis à des déformations apparentes (ε) comprises entre -0.3 et 0.5, dans cette plage de déformation, nous avons évalué les caractéristiques de stabilité des lois de comportement testées. Les lois de comportement Mooney Rivlin et Neo Hook sont stables pour toutes les valeurs de la déformation de la plage analysée. La loi de comportement Polynomiale N2 devient instable aux déformations supérieures à 0.28. Dans la fig.4.2, nous observons que la loi de comportement Mooney Rivlin approxime très bien la courbe expérimentale.

Pour vérifier la validité de la loi de comportement adoptée, nous avons modélisé les essais de compression et traction uni-axiale.

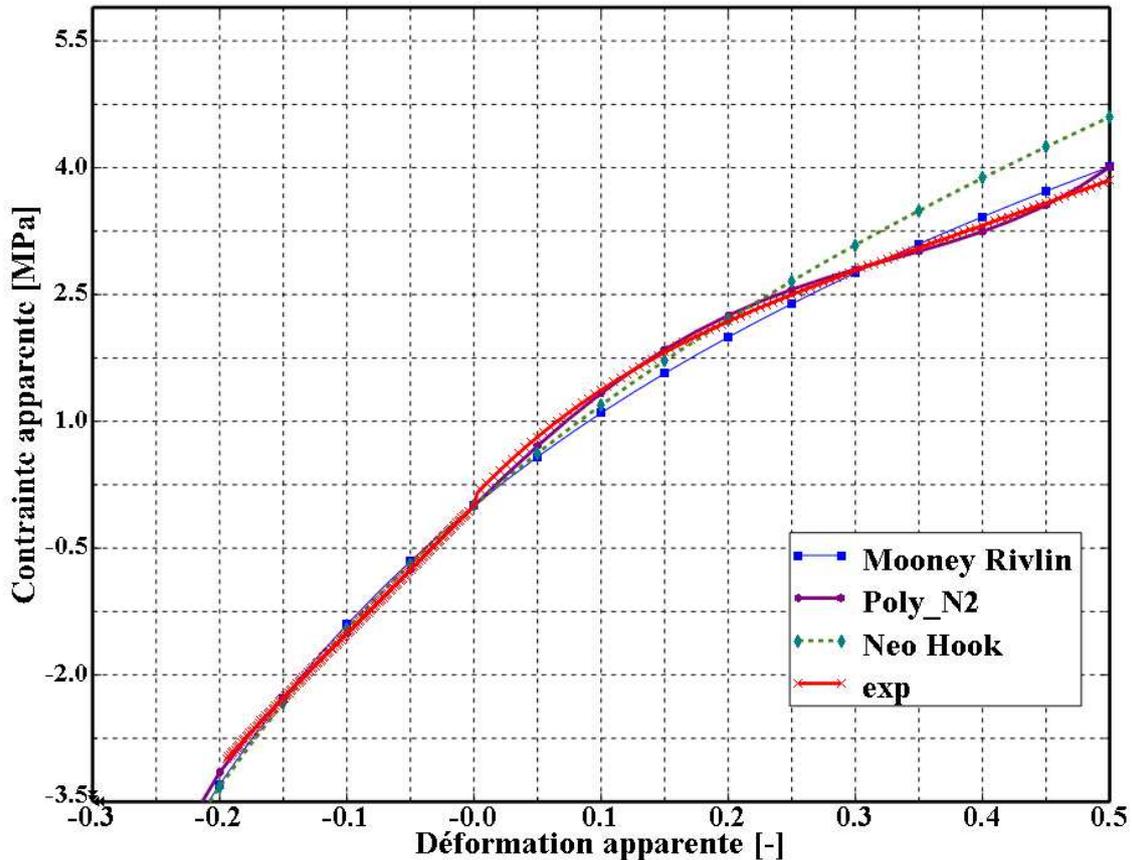


Fig. 4.2 Comparaison de la courbe expérimentale traction/compression uni axiale et trois lois de comportement

4.3.1.1 Essai de compression uni axiale

Le modèle éléments finis de l'éprouvette soumise à compression uni axiale est réalisé en utilisant des éléments axisymétriques. Le maillage est en éléments à quatre nœuds, avec une longueur de 0.25 μm . Les bras du dispositif expérimental sont définis comme analytiques rigides. Pour modéliser le test de compression uni axiale, nous avons encastré un des bras du dispositif expérimental et nous avons appliqué une charge de 1842 N sur l'autre bras afin de comprimer l'éprouvette (fig. 4.3). La charge appliquée correspond à la charge à laquelle l'éprouvette réelle a été soumise pendant le test. La déformation de l'éprouvette pendant la simulation numérique est comparée à la déformation réelle de l'éprouvette. La fig.4.4 montre les deux courbes de compression.

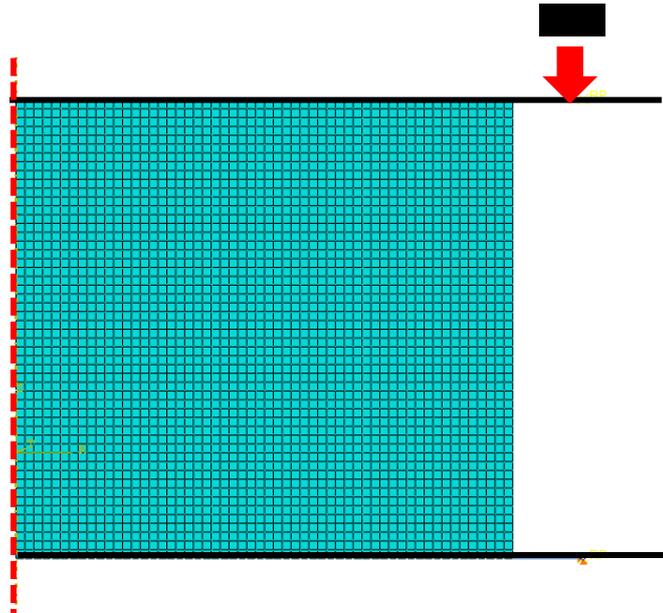


Fig. 4.3 Modélisation de l'essai de compression uni axiale

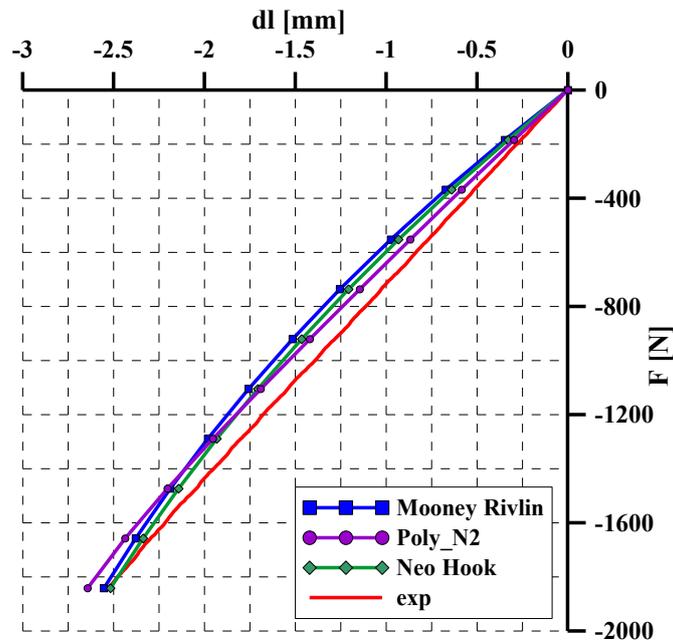


Fig. 4.4 Comparaison résultats expérimentaux et éléments finis en compression uni axiale

4.3.1.2 Essai de traction uni axiale

Le modèle éléments finis de l'éprouvette soumise à traction uni axiale a été réalisé en utilisant un maillage uniforme de 0.002 mm dans la région de largeur constante. L'éprouvette est soumise à une force de traction identique à la celle expérimentale (84N).

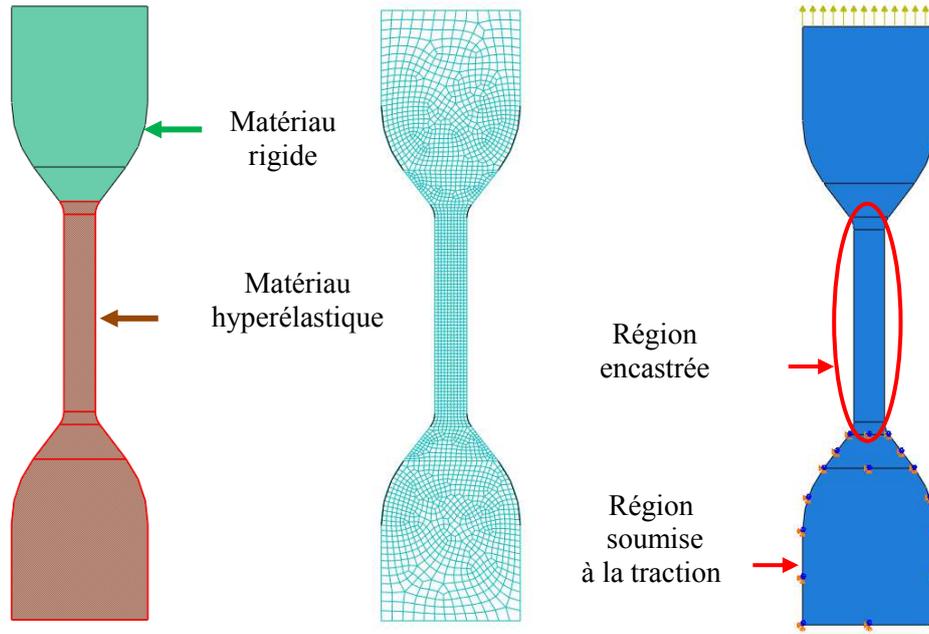


Fig. 4.5 Modélisation de l'essai de traction uni axiale

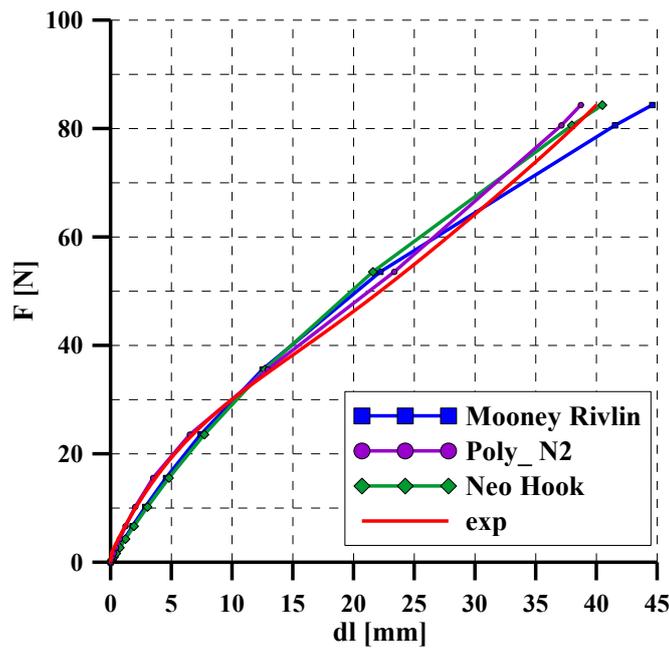


Fig. 4.6 Comparaison résultats expérimentaux et éléments finis du test de traction uni-axiale

Pour simuler l'encastrement dans le bras du dispositif expérimental, nous avons modélisé la partie de l'éprouvette maintenue par ce bras en utilisant un matériau rigide (la partie en vert-fig.4.5). A la fin, nous avons comparé les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux.

Comme on peut l'observer sur les fig.4.4 et 4.6, la loi de Mooney Rivlin approxime très bien le comportement du HNBR en compression et en traction. A partir de ces résultats, nous avons décidé d'utiliser cette loi pour décrire le comportement du matériau du joint

pendant la simulation de l'assemblage joint-tige. Les coefficients de la loi de Mooney Rivlin sont calculés par le logiciel de calcul de structure (Abaqus) à partir de la courbe contrainte déformation expérimentale. Les valeurs obtenues sont : $C_{01}=0.4447$ et $C_{10}=1.6036$.

4.3.2 Assemblage du joint-tige

La modélisation de l'assemblage du joint est déjà détaillée dans le paragraphe 3.5.1.2 : modèle axisymétriques dans l'hypothèse des grandes déformations et grands déplacements avec un raffinement du maillage dans les zones de contact entre le joint et l'arbre et le joint et le logement (voir fig.4.7).

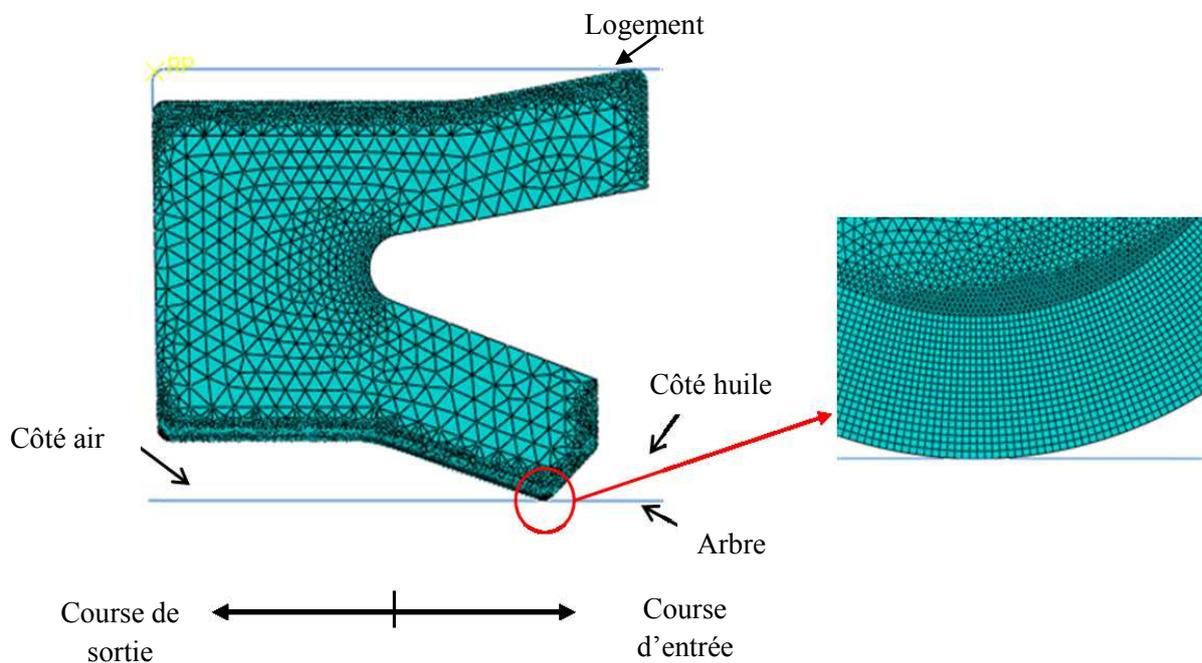


Fig. 4.7 Modèle éléments finis de l'assemblage joint-tige

Afin de tenir compte du mouvement relatif tige-joint, dans une troisième étape nous avons imposé un mouvement à l'arbre, afin de modéliser le glissement du joint pendant les deux courses opérationnelles. Pour analyser cette situation, nous avons modélisé le contact joint-arbre en utilisant des conditions aux limites avec frottement. L'influence de la rugosité du joint sur son comportement a aussi été étudiée. Pour ce faire, nous avons modélisé la rugosité du joint par des sinusoïdes ayant la même rugosité arithmétique moyenne que la rugosité réelle mesurée, à savoir 0.000154 mm. Pour obtenir ce R_a , nous avons conservé la longueur d'onde de 0.1 mm mesurée et nous avons calculé l'amplitude nécessaire, à savoir de 0.0024 mm.(fig. 4.8)

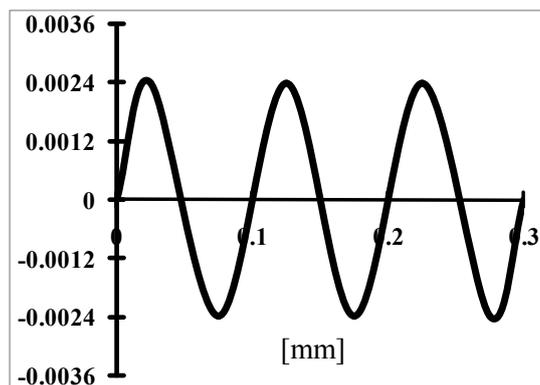


Fig. 4.8 Modèle de la rugosité du joint

Dans la fig.4.9 nous avons représenté le champ de pression de contact et le profil d'épaisseur du film obtenue lors de la simulation de l'assemblage du joint rugueux et du joint lisse.

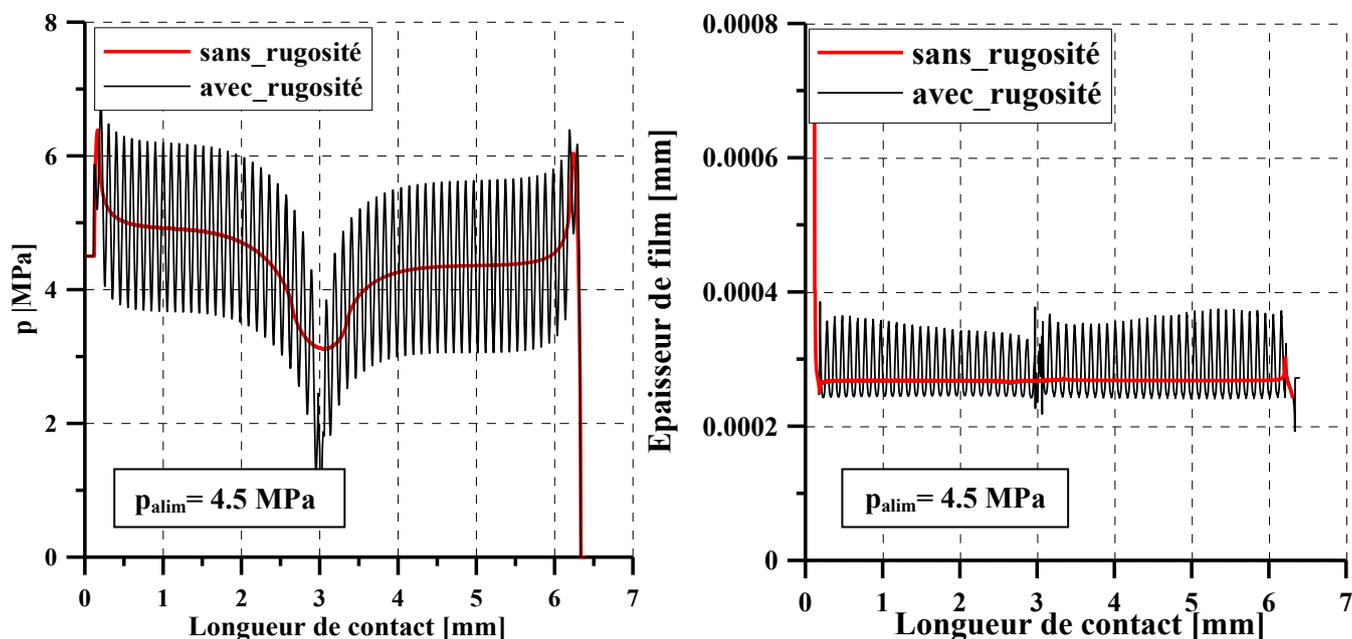


Fig. 4.9 Champ de pression et d'épaisseur du film après assemblage du joint lisse et joint rugueux

Le modèle du joint rugueux est composé de trois zones distinctes : l'entrée, la partie centrale et la sortie. (Fig.4.10)

Nous avons modélisé les rugosités dans toute la région du contact tige-joint.

Comme nous l'avons déjà signalé, le champ de pression obtenu à partir du calcul de structure doit être corrigé afin de prendre en compte les effets hydrodynamiques dans la région d'entrée du contact.

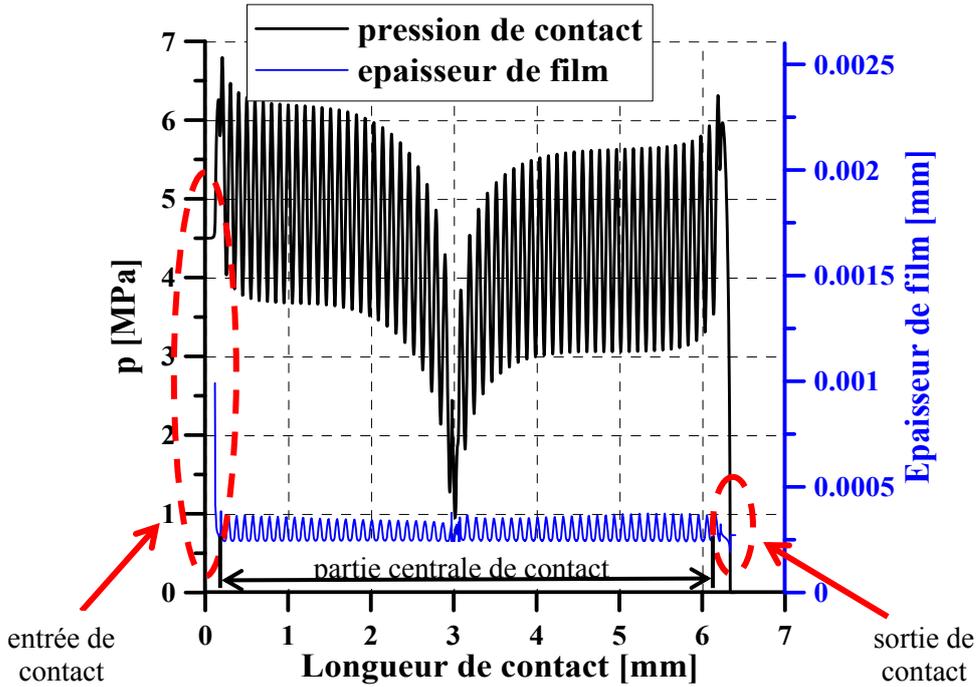


Fig. 4.10 Distribution de pression et d'épaisseur lors de l'assemblage du joint rugueux pour une pression d'alimentation de 4.5 MPa

La fig. 4.11 montre le champ initial de pression de contact et le champ de pression hydrodynamique obtenu par la méthodologie présentée dans le chapitre précédent.

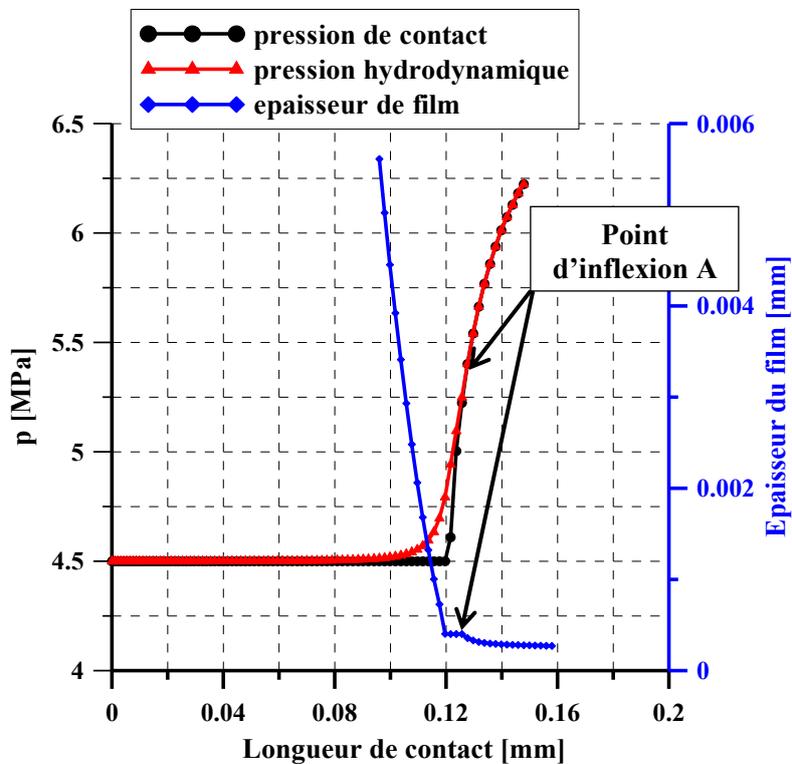


Fig. 4.11 Correction hydrodynamique en entrée du champ de pression statique

4.3 Validation du modèle

Toutes les étapes signalées ci-dessus ont été effectuées pour chaque pression d'alimentation, chaque vitesse de translation et pour les deux courses d'entrée de tige et de sa sortie. Les résultats expérimentaux correspondent donc à quatre pressions d'alimentation comprises entre 4 MPa et 20MPa et à deux vitesses de translation de l'arbre qui sont 43 mm /s et 80 mm/s. Les résultats numériques ont été obtenus avec notre modèle numérique basé sur la théorie inverse de lubrification corrigée. Le modèle a été ensuite amélioré afin de prendre en compte l'effet du frottement et l'effet de la rugosité de joint.

4.4.1 Cas du joint lisse sans frottement

Nous allons donc procéder à la comparaison des résultats numériques et expérimentaux de la force de frottement que subit le joint en "U" étudié.

Dans la fig. 4.12, nous avons comparé les résultats expérimentaux et les résultats numériques obtenus avec le modèle numérique initial qui ne prend pas en compte l'effet du frottement et de la rugosité du joint.

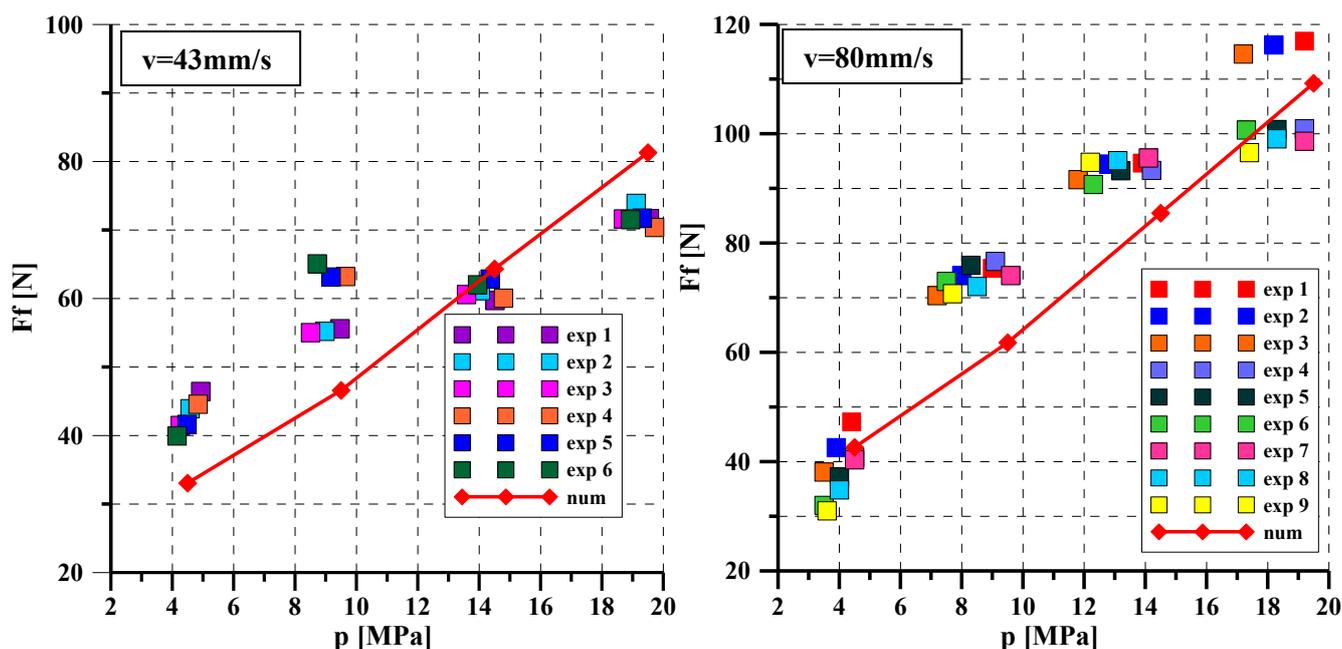


Fig. 4.12 Comparaison résultats expérimentaux et numériques pour un joint lisse

Si l'on compare les deux graphiques, on peut voir que le modèle approxime légèrement mieux les résultats expérimentaux à la vitesse de 80 mm/s qu'à la vitesse de 43 mm/s. En effet, l'erreur relative calculée sur les résultats obtenus à 80 mm/s est de 12%, tandis qu'à 43mm/s l'erreur est de 15%. Les résultats numériques obtenus aux deux vitesses montrent que le problème hydrodynamique pour les surfaces lisses ne semble pas bien représenter le problème réel. En effet, lorsque l'épaisseur du film lubrifiant est aussi faible que les hauteurs

des aspérités de la rugosité, l'hypothèse de la lubrification hydrodynamique peut être insuffisante et les conditions de lubrification mixte doivent être introduites dans le modèle.

4.4.2 Cas du joint lisse avec frottement

L'effet du frottement a été pris en compte à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage joint-tige. Nous avons introduit des conditions aux limites avec frottement pour le contact joint-tige. La fig. 4.13 montre une comparaison entre les distributions de pression et les profils d'épaisseur obtenus avec et sans frottement, pour deux vitesses de translation et pendant la course d'entrée et de sortie de la tige.

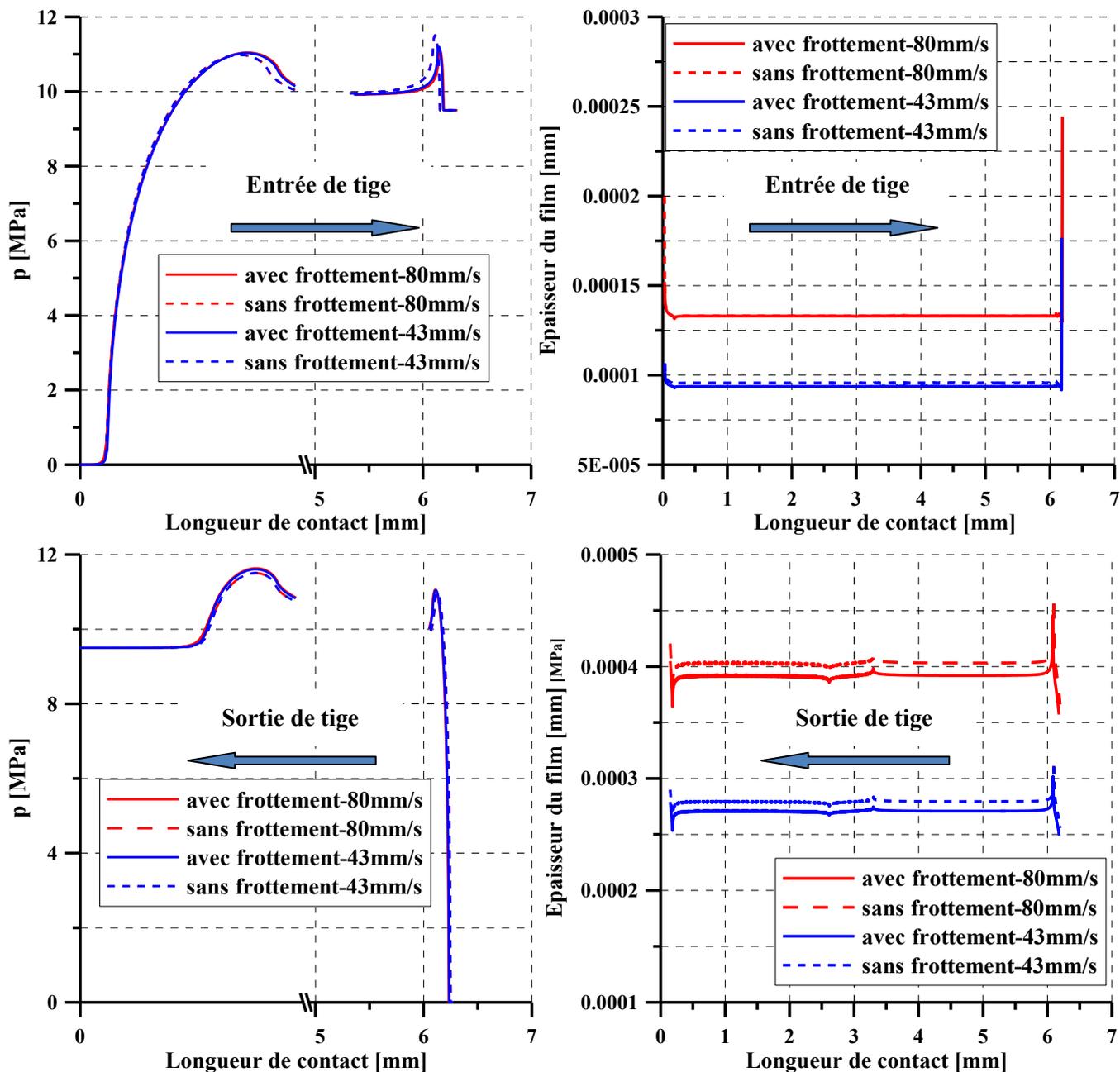


Fig. 4.13 Effet du frottement sur les distributions de pression et d'épaisseur du film

Pendant la course d'entrée, le frottement induit une augmentation de la pression maximale dans la région d'entrée du contact et une décroissance dans la région de sortie du contact. Pendant la course de sortie, le frottement induit une croissance de la pression maximale dans la région d'entrée du contact seulement. Ce comportement est lié à la non-linéarité du contact joint-tige. En ce qui concerne l'épaisseur du film, elle est toujours inférieure à celle obtenue sans frottement pendant la sortie de tige, tandis que pendant l'entrée elle reste presque constante. (fig.4.13)

Le champ de pression et d'épaisseur de film obtenu par l'assemblage joint-tige à une pression d'alimentation est de 9.5 MPa. Ce cas a été choisi parce que les résultats numériques calculés sont les plus éloignés de ceux expérimentaux. Dans le tableau 4.2 sont représentés les forces de frottement obtenues avec et sans frottement dans le film et les forces de frottement mesurées aux deux vitesses de translation.

Tableau 4.2 Comparaison résultats expérimentaux et numériques avec et sans frottement

p=9.5MPa			
v [mm/]	Ff_avec frottement [N]	Ff_sans frottement [N]	Ff_exp [N]
43mm/s	47.95	47.75	55.6
80mm/s	62.63	61.77	74.05

Comme les différences obtenues entre les deux cas sont de moins de 2%, on a considéré que dans notre cas l'effet du frottement dans le film peut être ignoré.

4.4.3 Cas du joint rugueux sans frottement

Dans cette partie, nous avons pris en compte l'effet de la rugosité non déphasée par rapport à l'origine du contact, à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage joint-tige. Comme nous l'avons déjà signalé dans le chapitre III, la rugosité peut être déphasée ou non et positionnée dans trois zones distinctes, à savoir en entrée du contact, en son milieu et à sa sortie.

Nous avons montré que la rugosité positionnée au centre du contact n'avait aucune influence sur les grandeurs hydrodynamiques. Par contre, positionnée en entrée et en sortie du contact, déphasée ou non, la rugosité permet de mieux approcher les mesures expérimentales. C'est le cas de la rugosité positionnée non déphasée par rapport à l'origine du contact que nous avons utilisée en premier pour faire la confrontation des résultats numériques et expérimentaux. La fig.4.14 illustre la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques, en termes de forces de frottement, pour un joint lisse et pour un joint rugueux.

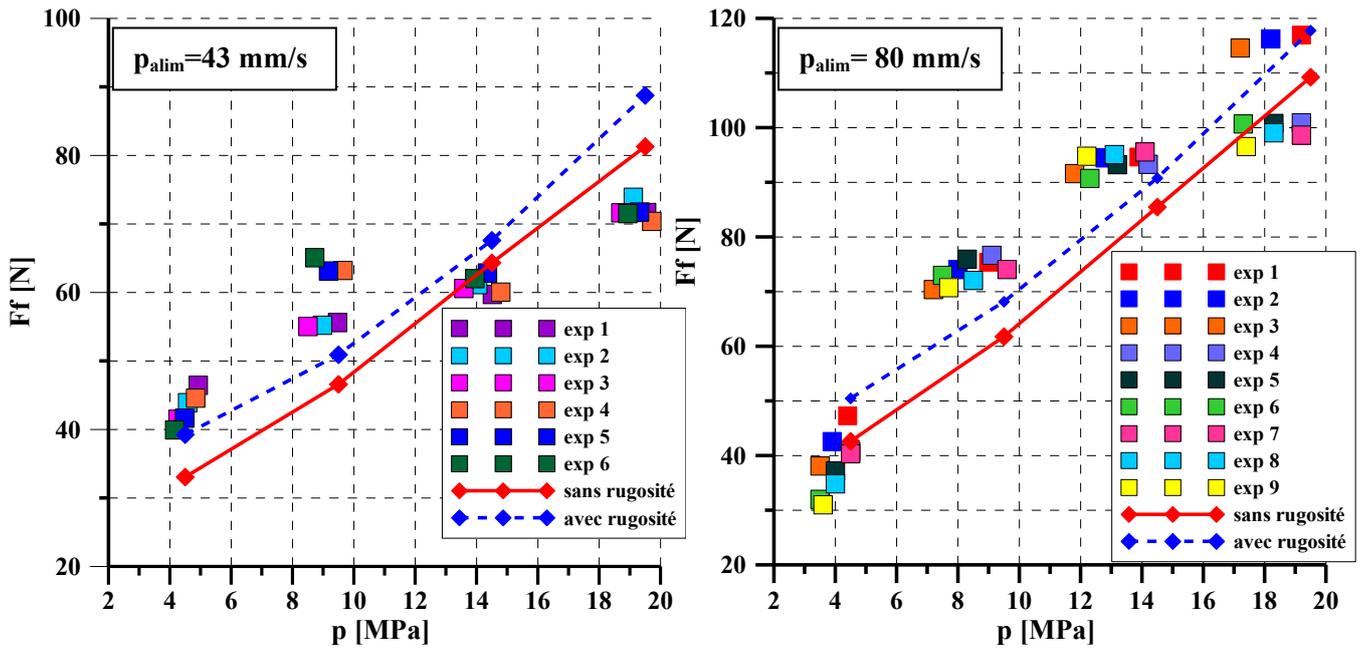


Fig. 4.14 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour un joint rugueux

Les deux graphiques montrent une augmentation d'environ 10% des forces de frottement obtenues pour un joint rugueux par rapport à celles obtenues pour un joint lisse. Ainsi, les nouveaux résultats approchent mieux les mesures expérimentales, l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques s'étant réduit à environ 5%. Si l'on utilise le cas déphasé, l'écart sera d'environ 7%. Ainsi, comme nous l'avons déjà signalé, les résultats numériques sont très sensibles à l'effet de la rugosité et on peut conclure que le mécanisme de lubrification du joint étudié correspond probablement à un régime mixte.

4.4 Conclusion

Le modèle numérique proposé a été appliqué à un cas particulier, à savoir le joint de tige en "U". La première étape de l'analyse théorique consiste en la simulation par éléments finis de l'assemblage joint-tige. Le comportement du matériau du joint a été décrit par la loi de comportement Mooney Rivlin. Les deux coefficients de ce dernier sont calculés à partir de la courbe expérimentale contrainte déformation apparente, obtenue par un essai de traction/compression uni axiales.

Le modèle éléments finis du joint a été réalisé avec des éléments axisymétriques dans l'hypothèse des grands déplacements et grandes déformations. Dans la région de contact, nous avons réalisé un maillage uniforme des éléments quadratiques de longueur 0.002mm.

Le champ de pression obtenu directement à partir du calcul de structure ne donne pas une approximation réaliste de la pression hydrodynamique dans la région d'entrée. Pour cette raison, une correction hydrodynamique est nécessaire.

Les résultats numériques obtenus avec la théorie inverse corrigée sont comparés aux résultats expérimentaux. La comparaison ne porte que sur la force de frottement, obtenue pour différentes pressions hydrauliques allant de 4MPa à 20MPa et pour deux vitesses de translation (43 mm/s, 80 mm/s).

Globalement, la méthode hydrodynamique inverse, qui ne prend pas en compte les conditions de lubrification mixte, donne des résultats qui ne se rapprochent pas bien des résultats expérimentaux. Cela est probablement lié au fait que la rugosité du joint est largement supérieure à l'épaisseur du film obtenue, à savoir de 0.0001 mm.

Nous avons montré que, même si le frottement dans le film lubrifiant dû à la contrainte de cisaillement n'est pas pris en compte dans le calcul statique, l'erreur obtenue sur les prédictions numériques, en termes de force de frottement est moins de 2%. Ainsi, cet effet peut être négligé.

Par contre l'effet de la rugosité du joint a été pris en compte à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage joint-tige. La rugosité du joint a été représentée par des sinusoïdes ayant une longueur d'onde de 0.1mm et une amplitude de 0.0024 mm. Elle a ensuite été bien positionnée déphasée ou non en entrée ou en sortie du contact, selon le cas traité. Les performances des joints en terme de force de frottement, obtenues à partir du champ de pression de contact joint rugueux-tige ont été comparées avec les forces de frottement mesurées et celles calculées, sans prise en compte de la rugosité du joint.

Les résultats ainsi obtenus améliorent sensiblement la corrélation avec les mesures expérimentales. En effet, l'écart se réduit à environ 5% ou 7 % pour 80 mm /s, selon que la rugosité est déphasée ou non.

Nous concluons que, quelle que soit la pression de service examinée et la vitesse utilisée, le joint semble fonctionner en conditions de lubrification mixte.

Enfin, l'analyse que nous venons de mener montre que le modèle que nous proposons est pertinent et permet de prédire correctement le comportement des joints hydrauliques.

CONCLUSIONS GENERALES

L'étude réalisée pendant cette thèse de doctorat a été menée pour développer et valider un code de calcul capable de modéliser avec précision le comportement des joints en translation. Le modèle proposé a été validé pour un joint de tige en forme de "U".

Parallèlement à une modélisation par la théorie inverse, un dispositif expérimental a été conçu pour la validation. Cette dernière a été entreprise sur la force de frottement d'un couple de joints en translation. Le dispositif est conçu pour reproduire les conditions réelles de fonctionnement rencontrées par un joint en translation. Il permet aussi le contrôle de la pression et de la vitesse de translation au cours des essais. Les mesures ont la forme d'une variation périodique pendant les courses opérationnelles. Ces courses nous ont permis de nous assurer de la reproductibilité des mesures. Pour valider les résultats numériques, nous avons utilisé les valeurs moyennes de la force de frottement mesurée au cours de chaque course opérationnelle.

Les effets de la pression et de la vitesse sur les forces du frottement et l'épaisseur du film en contact ont été investigués. Ainsi, la pression d'alimentation et la vitesse de translation augmentent la force de frottement, mais l'effet de la vitesse est moins important que celui de la pression. Une grande différence entre les forces de frottement calculées pendant les deux courses opérationnelles entrée-sortie de tige a été observée. Pendant la course de sortie, les forces de frottement calculées semblent moins influencées par la pression. En effet, pendant la course d'entrée, la pression augmente la charge du joint, ce qui entraîne une diminution de l'épaisseur du film et par conséquent une augmentation de la force de frottement. Par contre, lors de la course de sortie, la pression favorise la formation du film lubrifiant, qui devient plus épais et entraîne une forme de frottement moindre.

L'écart observé entre les mesures expérimentales et les calculs numériques est d'autant plus grand que la vitesse est faible. Ainsi, l'écart observé pour une vitesse de pour 43 mm/s, quelle que soit la pression d'alimentation examinée, est plus grand que celui enregistré pour 80 mm/s. En effet, pendant la course d'entrée à une vitesse de 43mm/s, l'épaisseur du film observée est inférieure à 0.0001 mm, tandis qu'à 80 mm/s elle généralement supérieure à cette valeur. Afin d'analyser les effets de la rugosité du joint sur son comportement, nous avons procédé à la mesure de la rugosité du joint avec un instrument optique de chez Taylor-Hobson. La rugosité moyenne arithmétique (Ra) du joint est de 0.00154 mm. L'arbre en acier a une rugosité standardisée de 0.0001 mm. Après une analyse comparative entre les résultats numériques et

expérimentaux, nous avons constaté que si les résultats numériques correspondent à un problème hydrodynamique idéalisé par la présence des surfaces lisses, ils n'offrent pas une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux. La comparaison porte seulement sur la force de frottement obtenue pour différentes pressions de service comprises entre 4 MPa à 20 MPa et pour deux vitesses de translation. Ainsi, il semble que la rugosité peut avoir une influence significative sur la force mesurée.

Afin d'améliorer le modèle développé, nous avons donc procédé à l'introduction des effets du frottement et de la rugosité du joint.

Pour vérifier si le frottement influence le calcul des caractéristiques hydrodynamiques du joint, nous avons traité le cas du joint soumis à une pression d'alimentation de 9.5 MPa. En effet, quelle que soit la vitesse testée, ce cas semble très loin des prédictions numériques. Les calculs entrepris sur le champ de pression statique n'ont modifié le résultat que de moins de 2%. Comme sa mise en œuvre est complexe et longue et peut même entraîner le non convergence de notre modèle, cette voie a été abandonnée.

Par contre, l'introduction de la rugosité en entrée du contact permet de réduire sensiblement les écarts observés entre les mesures expérimentales et les calculs numériques. Ce résultat n'est pas étonnant quand on sait l'importance qu'a le point d'inflexion A situé à l'entrée du contact sur la pertinence des résultats.

Après ces améliorations, une très bonne concordance entre les résultats du modèle amélioré et les résultats expérimentaux a été constatée. Ce modèle permet de réduire l'écart à environ 5%. On peut conclure que le mécanisme de lubrification du joint étudié correspond probablement à un régime mixte.

Enfin, l'analyse comparative des résultats numériques et expérimentaux, en termes de force de frottement, a permis la validation du modèle numérique proposé. Le code de calcul développé dans le cadre de cette thèse offre la possibilité d'accéder au coefficient de frottement, au débit de fuite et à la puissance dissipée. Bien que tous les calculs aient été réalisés pour un cas particulier, un joint en "U", le modèle peut être utilisé pour tous les types de joints en translation. Le seul changement est le calcul de structure.

CONTRIBUTIONS ORIGINALES

Les contributions originales de ce travail sont nombreuses et concernent d'une part le dispositif expérimental et d'autre part la modélisation numérique.

Pour celles qui concernent la partie expérimentale :

- Premièrement les mesures réalisées pour vérifier les résultats numériques ont été effectuées sur un dispositif expérimental original à la conception et mise en œuvre duquel j'ai participé et donné une assistance technique.
- Deuxièmement, pendant le travail de la thèse, ce dispositif a été amélioré afin de pouvoir mesurer la température dans la cellule de test.

et

- Troisièmement j'ai mis au point une procédure de mesure des paramètres souhaités.

Cette procédure est décrite dans les articles suivants :

C.Cristescu, P.Drumea, D.I.Guta, S.Anghel, **M.Crudu**: "Experimental measurements for determination of frictional forces within the rod seals of hydraulic cylinders", **BalkanTrib, Thessaloniki, Grèce, 2011**

M. Crudu, C.Cristescu, S.Cananau, A.Pascu: "Experimental investigation of elastomeric U rod seals friction during transient conditions ", **Hervex, Călimanești 2011**

Concernant la modélisation numérique, les contributions originales sont les suivantes :

- Une méthode originale de correction du champ de pression de contact en entrée a été développée afin de prendre en compte les effets hydrodynamiques. L'idée n'est pas originale, car elle a été utilisée pour la première fois par Kanters, mais la méthode est nouvelle.

Cette contribution a été décrite dans l'article suivant :

A.Fatu, **M.Crudu**, M.Hajjam, S.Cananau, A.Pascu : "A numerical modeling of a U hydraulic rod seal using inverse lubrication theory", **Hidraulica, 2009**

- L'introduction de l'effet de la rugosité du joint dans le modèle est une autre contribution originale car c'est la première fois que l'effet de la rugosité du joint est pris en compte par la théorie inverse.

L'effet de la rugosité est présenté dans l'article suivant :

M.Crudu, A.Fatu, M.Hajjam, C.Cristescu: "Numerical and experimental study of reciprocating rod seals including surface roughness effects", **11th EDF-PPRime Workshop, Poitiers, France, 2012**

- Le modèle numérique développé a été validé avec des résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essai original, conçu dans ce but. Il constitue une autre contribution originale de cette thèse car, comme nous l'avons déjà signalé dans le chapitre bibliographique, les articles qui présentent des modèles numériques dont les résultats sont vérifiés par des mesures sont rares. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux est présentée dans l'article suivant :

M.Crudu, A.Fatu, S.Cananau, M.Hajjam, A.Pascu, C.Cristescu: "A numerical and experimental friction analysis of reciprocating U rod seals", Proceedings IMechE, Part J: **Journal of Engineering Tribology, 2012**

PERSPECTIVES

Les perspectives de ce travail sont nombreuses et concernent d'une part le dispositif expérimental et d'autre part la modélisation numérique.

Les mesures réalisées avec le dispositif présenté dans le deuxième chapitre ont permis la vérification des résultats numériques. Cependant, ce dispositif doit être amélioré afin de permettre d'accéder :

- Au débit de fuite et/ou à la répartition du lubrifiant sous le joint ;
- De mesurer séparément la force de frottement de la course d'entrée et celle de la course de sortie ;
- D'étendre la gamme de vitesses de translation possibles.

Pour la partie numérique, il serait intéressant d'apporter les améliorations suivantes :

- Automatiser la génération de la rugosité pour le calcul du champ de pression statique ;
- Introduire les effets thermiques ;
- Traiter le problème instationnaire ;

LISTE DES PUBLICATIONS

- **Publications dans des revues internationales**

- M. Crudu, A. Fatu, S. Cananau, M. Hajjam, A. Pascu, C.Cristescu : "A numerical and experimental friction analysis of reciprocating U rod seals", PartJ:Journal of Engineering Tribology, 2012
- M.Crudu, A.Fatu, M.Hajjam, A.Pascu, S.Cananau : "Influence de certains paramètres sur la modélisation du comportement des joints hydrauliques en "U", Buletinul Științific, Vol.73/D, 2011

- **Publication dans des revues nationales**

- A.Fatu, M. Crudu, M.Hajjam, S.Cananau, A.Pascu : "A numerical modeling of a U hydraulic rod seal using inverse lubrication theory", Hidraulica, 2009

- **Participation à des congrès internationaux**

- M.Crudu, A. Fatu, M. Hajjam, C. Cristescu : "Numerical and experimental study of reciprocating rod seals including surface roughness effects", 11th EDF-PPrime Workshop, Poitiers, France, 2012
- M.Crudu, A.Fatu, S.Cananau, M.Hajjam, A.Pascu : "Numerical and experimental investigation of a hydraulic "U" rod seal", STLE Saint Louis 2012
- C.Cristescu, P.Drumea, D.I.Guta, S.Anghel, M.Crudu : "Experimental measurements for determination of frictional forces within the rod seals of hydraulic cylinders", BalkanTrib, 2011
- M. Crudu, A.Pascu, S.Cananau, A. Fatu, M. Hajjam : "A numerical model of a U seal for reciprocating piston rods in high pressure hydraulic systems", ICMERA, 2009

- **Participation à des congrès nationaux**

- M. Crudu, C.Cristescu, S.Cananau, A.Pascu : "Experimental investigation of elatomeric U rod seals friction during transient conditions ", Hervex, Calimanesti 2011

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE II

Tableau 2.1 La dureté de HNBR

Tableau 2.2 Caractéristiques du lubrifiant H46

CHAPITRE IV

Tableau 4.1 Propriétés physiques et mécaniques

Table 4.2 Comparaison résultats expérimentaux et numériques avec et sans frottement

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

Fig. 1.1 Joints hydrauliques

Fig. 1.2 Le dispositif expérimental pour des cycles continus de Lawrie et O'Donoghue

Fig. 1.3 Le dispositif expérimental de Field et Nau

Fig. 1.4 Le dispositif expérimental du Flitney et Nau

Fig. 1.5 Le dispositif expérimental de Prokop et Muller utilisé pour mesurer les fuites d'un joint en PTFE

Fig. 1.6 Le dispositif expérimental de Prokop et Muller utilisé pour mesurer la pression de contact d'un joint en PTFE

Fig. 1.7 Le dispositif expérimental de Kanters et Vissher

Fig. 1.8 Méthode de mesure des fuites pendant la course de sortie utilisée par Kanters et Vissher

Fig. 1.9 Le dispositif expérimental de Nwagboso

Fig. 1.10 Le dispositif expérimental de Kanzaki et Kawahara

Fig. 1.11 Le dispositif expérimental de Rana

Fig. 1.12 Le dispositif expérimental développé de Rana

Fig. 1.13 Le dispositif expérimental de Debler

Fig. 1.14 La configuration de la méthode fluorescente

Fig. 1.15 Les mesures des fuites avec le dispositif expérimental de Horl

Fig. 1.16 Les mesures de la capacité de pompage faites avec le dispositif expérimental de Horl

Fig. 1.17 Les mesures de l'épaisseur du film fluide le dispositif expérimental de Horl

Fig. 1.18 Le dispositif expérimental de Bullock

CHAPITRE II

Fig. 2.1 Photo du dispositif expérimental

Fig. 2.2 Le dispositif expérimental

Fig. 2.3 Image agrandie de la cellule de test

Fig. 2.4 Le schéma du dispositif expérimental

Fig. 2.5 Le système d'alimentation avec huile de la cellule test

Fig. 2.6 Le moteur hydraulique linéaire

Fig. 2.7 Le servovalve électrique

Fig. 2.8 Le système d'entraînement du moteur hydraulique

Fig. 2.9 Le système d'acquisition de données

Fig. 2.10 Joint en "U"

Fig. 2.11 Montage d'un joint en "U"

Fig. 2.12 Dispositif de mesure optique de la topographie des surfaces (Taylor Hobson)

Fig. 2.13 Principe de fonctionnement du surfomètre

Fig. 2.14 Exemple de surface mesurée-forme brute

Fig. 2.15 Surface rugueuse redressée par un plan des moindres carrés

Fig. 2.16 Surface rugueuse redressée par un polynôme de troisième degré

Fig. 2.17 Surface rugueuse finale

Fig. 2.18 Profil redressé (direction axiale)

Fig. 2.19 Profil rebouché (direction axiale)

Fig. 2.20 Le dispositif expérimental de traction uni axiale

Fig. 2.21 Eprouvette utilisée pour l'essai de traction uni axiale

Fig. 2.22 Mise en place de l'éprouvette

Fig. 2.23 Les trois courbes expérimentales et la courbe moyenne de traction uni axiale

Fig. 2.24 Eprouvette cylindrique

Fig. 2.25 La courbe expérimentale compression/traction uni axiale

Fig. 2.26 Duromètre Shore A

Fig. 2.27 Viscosimètre Brookfield

Fig. 2.28 Géométrie des cônes utilisés

Fig. 2.29 Evolution de la viscosité avec la température

Fig. 2.30 Exemple typique de résultat expérimental

Fig. 2.31 Calcul de la valeur moyenne des forces de frottement mesurées

Fig. 2.32 Capteur de force

Fig. 2.33 Le capteur de pression et température

Fig. 2.34 La variation de la force de frottement en fonction de la pression d'alimentation

Fig. 2.35 La variation du frottement avec la vitesse de translation

CHAPITRE III

Fig. 3.1 Joint d'étanchéité en "U"

Fig. 3.2 Assemblage du joint

Fig. 3.3 Le modèle éléments finis du joint analysé

Fig. 3.4 Influence du maillage

Fig. 3.5 Modélisation de l'assemblage du joint

Fig. 3.6 Champs de pression statique pour différentes pressions d'alimentation

Fig. 3.7 Distribution de pression et d'épaisseur lors de l'assemblage du joint pour une pression d'alimentation de 4.5 MPa

Fig. 3.8 Correction hydrodynamique de la pression statique

Fig. 3.9 Algorithme numérique

Fig. 3.10 Algorithme numérique avec frottement

Fig. 3.11 Joint torique : distribution de la pression de contact (a,c) et d'épaisseur du film (b,d) pour la sortie (a,b) et entrée (c,d) à $U=100$ mm/s :

Fig. 3.12 Evolution de la force de frottement en fonction de la pression et de la vitesse pour l'entrée et pour la sortie de tige

Fig. 3.13 Distribution de l'épaisseur du film fluide pendant la sortie (a, b) et l'entrée (c, d) à $U=43$ mm/s (a, c) et à $U = 80$ mm/s (b, d)

Fig. 3.14 Champ de pression et d'épaisseur du film après l'assemblage du joint lisse et rugueux

Fig. 3.15 Variation de la force de frottement en fonction de la pression du joint lisse et du joint rugueux dans la partie centrale du contact

Fig. 3.16 Variation de la force de frottement en fonction de la pression du joint lisse et du joint rugueux

Fig. 3.17 Distribution de l'épaisseur du film fluide du joint rugueux pendant la course de sortie (a, b) et d'entrée (c, d) à $U = 43$ mm/s (a, c) et à $U = 80$ mm/s (b, d)

Fig. 3.18 Modèles de la rugosité du joint

Fig. 3.19 Variation de la force de frottement en fonction de la pression pour trois types de rugosité testés

CHAPITRE IV

Fig. 4.1 La géométrie du joint

Fig. 4.2 Comparaison de la courbe expérimentale traction/compression uniaxiale

Fig. 4.3 Modélisation de l'essai de compression uni axiale

Fig. 4.4 Comparaison résultats expérimentaux et éléments finis en compression uniaxiale

Fig. 4.5 Modélisation de l'essai de traction uni axiale

Fig. 4.6 Comparaison résultats expérimentaux et éléments finis du test de traction uniaxiale

Fig. 4.7 Modèle éléments finis de l'assemblage joint-tige

Fig.4.8 Modèle de la rugosité du joint

Fig. 4.9 Champ de pression et d'épaisseur du film après assemblage du joint lisse et joint rugueux

Fig. 4.10 Distribution de pression et d'épaisseur lors de l'assemblage du joint rugueux pour une pression d'alimentation de 4.5 MPa

Fig. 4.11 Correction hydrodynamique en entrée du champ de pression statique

Fig. 4.12 Comparaison résultats expérimentaux et numériques pour un joint lisse

Fig. 4.13 Effet du frottement sur les distributions de pression et d'épaisseur du film

Fig. 4.14 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour un joint rugueux

RÉFÉRENCES

- [1] *Q. S. Khan*: "Study of hydraulic seals, fluid conductor and hydraulic oil," Design and manufacturing of hydraulic presses, vol. 6.
- [2] *C.M. White, D.F.Denny*: "The sealing mechanism of flexible packings.MAP Scientific and Technical Memorandum No.4/45 (interim report)," no. 4/45, 1945.
- [3] *C. M. White, D. F. Denny*: "The sealing mechanism of flexible packings," Scientific and technical memorandum, vol. 3, 1947.
- [4] *D. F. Denny*: "The friction of rubber sealing rings," British Hydromechanics Research Association, no. 458, 1953.
- [5] *D. F. Denny*: "The influence of load and surface roughness on the friction of rubber-like materials," Proc.. Phys. Soc..B, pp. 721-727, 1954.
- [6] *D. Denny*: "The lubrication of the fluid seals," vol. Proceedings of the IMechE Congerence on Lubrication and wear, 1957.
- [7] *D. Denny*: "Leakage and friction characteristics of some single-lip U-seals fitted to reciprocating shafts," vol. British Hydromechanics Research Association. Report RR595, 1958.
- [8] *D.F.Denny*: "Time effects in the static friction of lubricated rubber," Wear, pp. 264-272, 1959.
- [9] *D. Denny*: "Sealing characteristics of multiple lip-seals fitted to reciprocating shafts," vol. British Hydromechanics Research Association. Report 614, 1959.
- [10] *D. Denny*: "Leakage characteristics of rubber seals fitted to reciprocating shafts," vol. Proceeding of the IMechE Symposium on Oil hydraulic power transmtion and control, 1961.
- [11] *J. M. Lawrie, J. P. O'Donoghue*: "The mechanism of lubrication in a reciprocating seal," 2nd International Conference on Fluid Sealing, 1964.
- [12] *G. J. Field, B. S. Nau*: "Film thickness and friction measurements during reciprocation of a rectangular section rubber seal ring," 6th International Conference on Fluid Sealing, 1973.
- [13] *G. J. Field, B. S. Nau*: "The effects of design parameters on the lubrication of reciprocating rubber seals," 7th International Conference on Fluid Sealing, 1975.
- [14] *R. K. Flitney, B. S. Nau*: "Performance variation in reciprocating rubber seals for fluid power application," Journal of the society of tribologists and lubrication engineers, 1987.
- [15] *J. Prokop, H. K. Muller*: "Film thickness, contact pressure and friction of PTFE rod seals," 12th International conference on fluid sealing, 1989.
- [16] *M. Visscher, A. Kanters*: "Literature review and discussion on measurements of leakage,

- lubricant film thickness and friction of reciprocating elastomeric seals," *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, vol. 46, pp. 785-791, 1989.
- [17] *A. C. Kanters, M. Visscher*: "Lubrication of reciprocating seals: experiments on the influence of surface roughness on friction and leakage," 31th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1989.
- [18] *H.K.Muller*: "Leakage and friction of flexible packings at reciprocating motion with special consideration of hydrodynamic film formation," vol. Proceeding of the 2nd International Conference on Fluid sealing, 1964.
- [19] *G.J.Field, B.S.Nau*: "An experimental study of reciprocating rubber seals," *Proceedings of IMechE Symposium on Elastohydrodynamic Lubrication*, pp. 22-36, 1972.
- [20] *F. Hirano, M. Kaneta*: "Experimental investigation of friction and sealing characteristics of flexible seals for reciprocating motion," *Proceedings of the 5th International Conference on Fluid sealing*, 1971, pp. 33-48.
- [21] *G.J.Field*: "The elastohydrodynamic lubrication of rectangular section rubber seals under conditions of reciprocating motion," PhD Thesis, 1973.
- [22] *S. Iwanami, N.Tikamori*: "Oil leakage from an O-ring packing," *Proceedings of the 1st International Conference on Fluid sealing*, no. B2, 1961.
- [23] *M.Kaneta*: "Sealing characteristics of double reciprocating seals," *J.Jpn. Soc. Lubr. Eng.*, no. 30(3), 1985, pp. 194-200.
- [24] *C. O. Nwagboso*: "Evaluation of surface contact forces on a roll deformed elastomeric seal using imaging method," *Lubrication Engineering*, 1994.
- [25] *Y. Kanzaki, Y. Kawahara*: "Oil film behaviour and friction characteristics in reciprocating rubber seals: Part1-single contact," *BHR Group Fluid Sealing*, 1997.
- [26] *A. S. Rana*: "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.
- [27] *A. S. Rana, R. S. Sayles*: "An experimental study on the friction behavior of aircraft hydraulic actuator elastomeric reciprocating seals," Elsevier, 2005.
- [28] *C. Debler*: "Investigation into the sealing contacts of reciprocating seals correlation of calculations with contact force measurements and optical observation," 17th International Conference on Fluid Sealing, 2003.
- [29] *L. Horl*: "A comparison of test methods for hydraulic rod seals," *Sealing Technology*, 2009.
- [30] *A. K. Bullock*: "Non-linear friction in a reciprocating hydraulic rod seals simulation and measurement," *Journal of physics*, 2009.

- [31] *J. T. Bauman*: "Fatigue, stress, and strain of rubber components," Guide for Design Engineers, 2009.
- [32] *B. J. Persson*: "Theory of rubber friction and contact mechanics," Journal of Chemical Physics, vol. 115, no. 8, 2001, pp. 3840-3861.
- [33] *P. Heuillet, L. Dugautier*: "Modélisation du comportement hyper-élastique des caoutchoucs et élastomères thermoplastiques, compacts ou cellulaires," Génie Mécanique des Caoutchoucs et Élastomères Thermoplastiques, 1997.
- [34] *G. K. Nikas*: "Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: review of tribological studies and related topics since the 1930s," Journal of Engineering Tribology, vol. 224, no. 1, 2010, pp.1-23.
- [35] *A. Ali, M. Hosseini, B. Sahari*: "Review of Constitutive Models for Rubber-Like Materials," American Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 3, no. 1, 2010, pp. 232-239.
- [36] *L. Chevalier, Y. Marco*: "Procédure de validation multiaxiale des lois de comportement hyper-élastiques pour les matériaux élastomères," XVème Congrès Français de Mécanique, 2001.
- [37] *G. K. Nikas, R. S. Sayles*: "Nonlinear elasticity of rectangular elastomeric seals and its effect on elastohydrodynamic numerical analysis," Sealing Technology, vol. 3, 2005, pp. 6-11.
- [38] *B. S. Nau*: "An historical review of studies of polymeric seals in reciprocating hydraulic systems," Journal of Engineering Tribology, 1999, pp. 215-226.
- [39] *J. A. Greenwood, J. Williamson*: "Contact of nominally flat surfaces," Proc. Roy. Soc, 1966, pp.300-319.
- [40] *N. Patir, H. S. Cheng*: "An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication," ASLE Trans., 1978, pp. 12-17.
- [41] *R. F. Salant*: "Progress towards a realistic numerical model for elastomer reciprocating seals," Sealing Technology, 2007.
- [42] *B. Yang, R. S. Salant*: "A numerical model of a reciprocating rod seal with a secondary lip," STLE Tribol. Trans., 2008, pp. 119-127.
- [43] *B. Yang, R. F. Salant*: "Numerical model of a tandem reciprocating hydraulic rod seal," ASME J. Tribol., 2008, pp. 032201:1-032201:7.
- [44] *B. Yang, R. F. Salant*: "Soft EHL analysis of a reciprocating hydraulic step seal," ASME –STLE Int. Joint Tribol. Conf., Miami(FL), Paper IJTC2008-71043, 2008, pp. 1-3.
- [45] *R. S. P. Payvar*: "A computational method for cavitation in wavy mechanical seal," vol. 114, 1992, pp. 199-204.

- [46] *R. F. Salant, N. Maser, B. Young*: "Numerical model of a reciprocating hydraulic rod seal," *Journal of Tribology*, 2007.
- [47] *B. Yang, R. F. Salant*: "Elastohydrodynamic lubrication simulation of O-ring and U-cup hydraulic seals," *Proc. IMechE, Part J: J. Eng. Tribol.*, 2010, pp. 603-609.
- [48] *A. Thate, R. F. Salant*: "Transient EHL analysis of an elastomeric hydraulic seal," *Tribology International*, 2009.
- [49] *A. Thate, R. F. Salant*: "Elastohydrodynamic Analysis of an elastomeric hydraulic rod seal during fully transient operation," *ASME J. Tribol.*, 2009, pp. 031501:1 – 031501:11.
- [50] *A. Thate, R. F. Salant*., "Visco-Elastohydrodynamic model of a hydraulic rod seal during transient operation," *ASME J. Tribol.*, 2010 pp. 041501:1 – 041501:13.
- [51] *G. K. Nikas*: "Elastohydrodynamics and mechanics of rectangular elastomeric seals for reciprocating piston rods," *ASME J. Tribol.*, 2003, pp. 60-69.
- [52] *G. K. Nikas, R. S. Sayles*: "Nonlinear elasticity of the extrusion of rectangular elastomeric seals and its effects on elastohydrodynamic numerical analysis," *Tribology International*, no. 37, pp. 651-660, 2004.
- [53] *G. K. Nikas*: "Theoretical study of solid back-up rings for elastomeric seals in hydraulic actuators," *Tribology International*, no. 37, 2004, pp. 689-699.
- [54] *G. K. Nikas, R. S. Sayles*: "Computational model of tandem rectangular elastomeric seals for reciprocating motion," *Tribology International*, no. 39, 2006, pp. 622-634.
- [55] *G. K. Nikas*: "Transient elastohydrodynamic lubrication of rectangular elastomeric seals for linear hydraulic actuators," *Journal of Engineering Tribology*, no. 217, 2003, pp. 461-473.
- [56] *Y. Ongun, M. Andre, D. Bartel, L. Deters*: "An axisymmetric hydrodynamic interface element for finite-element computations of mixed lubrication in rubber seals," *Proc. IMechE, Part J: J. Eng. Tribol.*, no. 222, 2008, pp. 471-481.
- [57] *S. Stupkiewicz, A. Marciniszyn*: "Elastohydrodynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals," *Tribology International*, no. 42, 2009, pp. 615-627.
- [58] *A. C. Kanters, J. M. Verest*: "On reciprocating elastomeric seals: calculation of film thicknesses using the inverse hydrodynamic lubrication theory," *Tribology Transactions*, no. 33, 1999, pp. 301-306.
- [59] *G. K. Nikas, R. S. Sayles*: "Study of leakage and friction of flexible seals for steady motion via a numerical approximation method," *Tribology International*, no. 39, 2006, pp. 921-936.
- [60] *G. K. Nikas, G. Burrige, R. S. Sayles*: "Modelling and optimization of rotary vane seals," *Journal of Engineering tribology*, no. 221, 2007, pp. 699-715.

- [61] *G. K. Nikas, R. S. Sayles*: "Modelling and optimization of composite rectangular reciprocating seals," Proc. IMechE, Part J: J. Eng. Tribol., no. 220, 2006, pp. 395-412.
- [62] Brookfield engineering operator manuals
- [63] Instron Materiel testing Solutions: Literature Library for Brochures, Manuals, White Papers, Case Studies
- [64] *H.Blok*: "Inverse problems in hydrodynamic lubrication and design directives for lubricated flexible surfaces," Proceeding of the International Symposium on Lubrication and Wear, 1963.
- [65] *R.Gohar*: "Elastohydrodynamics," no. 2nd edition, 2001.
- [66] *D.Dowson, P.D.Swales*: "An elastohydrodynamic approach to the problem of the reciprocating seal," Proceedings of the 3rd International Conference on Fluid sealing, 1967, pp. 33-34.
- [67] *C.J.Hooke, D.Lines, J.P.O'Donoghue*: "A theoretical study of the lubrication of reciprocating O-ring seals," Proceedings of the 3rd International Conference on Fluid sealing, 1967, pp. 45-56.
- [68] *H.L.Johannesson*: "Oil leakage and friction forces of reciprocating O-ring seals considering cavitation," ASME J.Lubr. Technol., no. 105(2), 1983, pp. 288-296.
- [69] *A. Karaszkiwicz*: "Hydrodynamics of rubber seals for reciprocating motion, lubricating film thickness, and out-leakage of O-seals," Ind. Eng. Che.Prod.Res.Dev., vol. 26(11), 1987, pp. 2180-2185.
- [70] *F. Hirano, M.Kaneta*: "Theoretical investigation of friction and sealing characteristics of flexible seals for reciprocating motion," Proceedings of the 5th International Conference on Fluid sealing, 1971, pp. 17-32.
- [71] *F. Hirano, M.Kaneta*: "Dynamic behavior of flexible seals for reciprocating motion", Proceedings of the 4th International Conference on Fluid sealing, 1969, pp. 11-20.
- [72] *F.H.Theyse*: "The Inverse hydrodynamic theory and its application in the design of controlled leakage seals between moving parts," Proceedings of the 3rd International Conference on Fluid sealing, 1967, pp. 17-32.
- [73] *G.A.Fazekas*: "On reciprocating toroidal seals," ASME J.Eng. Ind., 1976, pp. 783-787.
- [74] *A.Karaszkiwicz*: "Hydrodynamics of rubber seals for reciprocating motion," Ind. Eng. Chem.Prod.Res.Dev., no. 24(2), 1985, pp. 283-289.
- [75] *C.J.Hooke, D.J. Lines, J.P. O'Donoghue*: Elastohydrodynamic lubrication of O-ring seals, Proc. Instn.Mech.Engrs., pp.205-210, 1966
- [76] *A.F.C.Kanters*: "On the calculation of leakage and friction of reciprocating elastomeric seals," PhD Thesis, 1990.

- [77] *G.J.Field*: "The elastohydrodynamic lubrication of rectangular section rubber seals under conditions of reciprocating motion," PhD. Thesis, 1973.
- [78] *E.Prati, A.Strozzi*: "A study on the elastohydrodynamic problem in rectangular, elastomeric seals," ASME J.Tribol., no. 106(4), 1984, pp. 505-512.
- [79] *A.Strozzi*: "An assessment of the inverse hydrodynamic theory," Zag. Eksp. Masz, no. 21(1), 1986, pp. 123-134.
- [80] *H.L.Johannesson*: "Piston rod seal and scraper ring interaction in hydraulic cylinders," Wear, no. 130(1), 1989, pp. 17-27.
- [81] *G. W.Stachowiak, A.W.Batchelor*: "Engineering Tribology," no. 2nd edition, 2001.
- [82] *L.E.C.Ruskell*: "A rapidly converging theoretical solution of the elastohydrodynamic problem for rectangular rubber seals," Proc. IMechE, Part C: J.Mechanical Engineering Science, no. 22(1), 1980, pp. 9-16.
- [83] *A. Strozzi*: "Static stresses in an unpressurized, rounded, rectangular, elastomeric seal," ASLE Trans., no. 29(4), 1986, pp. 558-564.
- [84] *H. Lindgren*: "Pressure distribution in scraper ring contact," Wear, no. 115(1-2), 1987, pp.31-40.
- [85] *H.Lindgren*: "Scraper ring properties and behaviour in hydraulic cylinders," Msc. Thesis, 1986.
- [86] *G.Medri, P.G.Molari, A.Strozzi*: "Numerical and experimental stress-strain analysis on rubberlike seals in large elastic deformations under unilateral contact," Proceedings of the 8th International Conference on Fluid sealing, 1978, pp. 19-30.
- [87] *G. Medri, A. Strozzi*: "Mechanical analysis of elastomeric seals by numerical methods," Ind. Eng. Chem. Prod., Res.Dev., no. 23(4), 1984), pp. 596-600.
- [88] *E.Dragoni, G. Medri, A.Strozzi*: "Analysis of an elastomeric X-ring seal," Proceedings of the 11th International Conference on Fluid sealing, 1987, pp. 160-174.
- [89] *A.F.George, A.Strozzi, J.F.Rich*: "Stress fields in a compressed, unconstrained, elastomeric O-ring seal and a comparison of computer predictions with experimental results," Proceedings of the 11th International Conference on Fluid sealing, 1987, pp. 117-137.
- [90] *A.Naderi, K.Albertson, S.Peng*: "Finite element analysis of a hydraulic seal: BS U-cup," Proceedings of the 46th National Conference on Fluid power, 1994, pp. 99-105.
- [91] *S.Peng, S.Sun, K.Albertson*: "FEA-Assisted design of low-friction U-cup as spool valve seals," Proceedings of the 47th National Conference on Fluid power, 1996, pp. 175-182.
- [92] *R.G.Claus*: "Development of a high performance, Heavy duty piston seal," Proceedings of the 49th National Conference on Fluid power, 2002, pp. 383-389.

- [93] *J.Tang, W.Yang, Y.Ding, J.Li, Y.Zhang, B.Lu*: "Finite element analysis of rectangular rubber seals," *Lubr.Eng., Lubr.Seal*, no. 32(2), 2007, pp. 36-39.
- [94] *N.B.Maser*: "Numerical model of a reciprocating rod seal, including surface roughness and mixed lubrication," MSc Thesis, 2006.
- [95] *J.Mackerle*: "Rubber and rubber-like materials, finite element-analyses and simulations, an addendum: a bibliography," *Model.Simul.Mater.Sci.Emg.2004*, pp. 1031-1053.
- [96] *R.W.Ogden*: "Large deformation isotropic elasticity. On the correlation of the theory and experiment for compressible rubberlike materials," *Proceedings R.C.Soc.*, 1972.
- [97] *R.W.Ogden*: "Non-linear elastic deformations," *EllisHorwood: Chisester*, 1984.
- [98] *A.Fatu, M.Hajjam*: "Numerical modelling of hydraulic seals by inverse lubrication theory," *Proceedings IMechE, Part J:J.Engineering Tribology*, 2011.
- [99] *Material World Magazine*, Vol. 6 no. 8, August 1998, pp 485-487.

Résumé

Ce travail est une contribution à l'étude du comportement des joints en translation. Un modèle numérique, basé sur la théorie inverse, est développé pour en prédire les performances. La principale contribution consiste dans le traitement des effets hydrodynamiques liés à la région d'entrée du contact. Les résultats numériques sont ensuite validés par comparaison avec les mesures expérimentales. Ces dernières sont obtenues sur un dispositif original, conçu et réalisé au laboratoire INOE 2000 IHP de Bucarest. Ce banc reproduit les conditions réelles de fonctionnement d'un joint hydraulique et permet de mesurer la force de frottement à pression et vitesse constantes. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux a été effectuée pour un joint de tige en forme de "U" pour des pressions de service comprises entre 4 MPa et 20 MPa et pour deux vitesses de translation. Dans un premier temps, on a idéalisé le problème en considérant que les surfaces en contact tige-joint sont lisses. Des différences d'environ 15% sont observées entre les résultats numériques qu'on a obtenus et les résultats expérimentaux. Le modèle doit donc être amélioré. Cette amélioration a été entreprise de manière originale. En effet, la théorie inverse est appliquée à la distribution de pression statique du contact obtenue à partir de la simulation par éléments finis de l'assemblage d'un joint rugueux et d'un arbre lisse. La rugosité moyenne (R_a) de la surface du joint en contact avec la tige a été choisie égale à la rugosité moyenne mesurée du joint étudié. Les résultats ainsi obtenus améliorent sensiblement la corrélation avec les mesures expérimentales. La distribution de rugosité dans la région d'entrée du contact semble avoir une influence importante sur les résultats numériques.

Abstract

This work is a contribution to the study of reciprocating seals behavior. A numerical model, based on the inverse hydrodynamic lubrication theory, is developed to predict their performances. The main contribution consists in the treatment of the hydrodynamic effects in the entry region of contact. The numerical results are validated by comparison with experimental ones, obtained on an original experimental device, design and conceived in the laboratory INOE 2000 IHP of Bucharest. This bench reproduces actual operating conditions of a hydraulic seal and measures the friction force at constant pressure and speed. The comparison of experimental and numerical results was carried out for a "U" type rod seal at different operating pressures varying from 4 MPa up to 20 MPa and for two reciprocating speeds. Initially, we idealized the problem by assuming that the surfaces in contact are smooth. Differences of about 15% are observed between the numerical results and the experimental ones. The model must be improved. This improvement was undertaken in an original way. The inverse lubrication theory is applied to the dry frictionless contact pressure distribution, obtained from a FEM simulation of a rough seal and a smooth rod assembly. The average roughness (R_a) of the seal surface in contact with the rod is chosen equal to the measured average roughness of the studied seal. The results obtained significantly improve the correlation with experimental measurements. The roughness distribution on the entry region of contact appears to have an important influence on the numerical results.

Mots clés : Joint en translation, joint de tige, éléments finis, analyse non-linéaire, pression de contact, correction hydrodynamique, théorie inverse, frottement, effet de la rugosité

Key words:

Reciprocating seal, rod seal, finite elements, nonlinear analysis, contact pressure, hydrodynamic correction, inverse hydrodynamic lubrication, friction, roughness effect