

THÈSE

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
(Poitiers)
(Diplôme National - Arrêté du 25 mai 2016)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et aéronautique -
SIMMEA (Poitiers)
Secteur de recherche : Génie mécanique, productique, transport

Présentée par :
Mohand Adjemout

Étude théorique et expérimentale de la lubrification entre surfaces texturées. Application aux garnitures mécaniques

Directeur(s) de Thèse :

Soutenue le 15 juillet 2015 devant le jury

Jury :

Président	Denis Mazuyer	Professeur, École centrale de Lyon
Rapporteur	Benyebka Bou-Saïd	Professeur, LMCS, INSA de Lyon
Rapporteur	Guy Monteil	Professeur, Institut FEMTO, ENSMM, Besançon
Membre	Noël Brunetière	Chargé de recherche, ENSIP, CNRS, Poitiers
Membre	Jean Bouyer	Maître de conférences HDR, Université de Poitiers
Membre	Guy Bayada	Professeur honoraire, INSA, Lyon
Membre	Thierry Czerwiec	Professeur, Institut Jean Lamour, Université de Lorraine, Nancy

Pour citer cette thèse :

Mohand Adjemout. *Étude théorique et expérimentale de la lubrification entre surfaces texturées. Application aux garnitures mécaniques* [En ligne]. Thèse Génie mécanique, productique, transport. Poitiers : Université de Poitiers, 2015. Disponible sur Internet <<http://theses.univ-poitiers.fr>>

THÈSE

Pour L'obtention du Grade de
Docteur de l'Université de Poitiers

(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)

(Diplômes National-Arrêté du 07 Août 2006)

ÉCOLE DOCTORALE :

Sciences et ingénierie Matériaux, Mécanique, Énergétique et Aéronautique (SIMMEA)

Spécialité : Génie Mécanique, Productique et Transport

Présentée par :

Mohand ADJEMOUT

**Étude théorique et expérimentale de la lubrification entre
surfaces texturées. Application aux garnitures mécaniques**

Directeur de thèse : **Noël BRUNETIÈRE**

Co-directeur de thèse : **Jean BOUYER**

Soutenance prévue le 15 Juillet 2015

JURY

<i>Rapporteurs</i>	B. BOU-SAID	Professeur, INSA Lyon
	G. MONTEIL	Professeur, ENSMM-Institut Femto
<i>Examineurs</i>	G. BAYADA	Professeur honoraire, INSA Lyon
	J. BOUYER	Maitre de conférences HdR, Université de Poitiers
	N. BRUNETIÈRE	Chargé de recherche HdR, CNRS
	T. CZERWEIC	Professeur, Institut Jean Lamour
	D. MAZUYER	Professeur, Ecole Centrale de Lyon

Avant-propos

Ce travail a été effectué au département « Génie Mécanique et Systèmes Complexes » de l'institut Pprime dirigé par Monsieur Saïd ZEGHLOUL et a été soutenu financièrement par l'ANR « Agence Nationale de la Recherche » dans le cadre du projet MicroGaMe portant la référence ANR-11-RMNP-0008.

Ce travail est le fruit d'un travail d'équipe avec mes directeurs de thèse, Noël BRUNETIÈRE et Jean BOUYER en collaboration avec l'institut IJL « Institut Jean Lamour, la société Latty Internationale et la société IREIS « Institut de Recherche En Ingénierie des Surfaces ».

Je tiens dans un premier temps à exprimer mes sincères remerciements à Noël BRUNETIÈRE pour m'avoir confié ce travail de recherche, ainsi que pour ses précieux conseils, sa sympathie et sa générosité qui m'ont permis de progresser aussi bien sur le plan humain que scientifique. Je tiens également à remercier Jean BOUYER pour sa disponibilité, son soutien de tous les jours et sa précieuse aide scientifique. Je leur suis très reconnaissant pour leur confiance et leurs encouragements, délivrés dans une atmosphère à la fois rigoureuse et amicale qui m'ont permis de mener avec sérénité ce travail de thèse.

Je tiens à remercier les membres de jury pour avoir accepté d'analyser ce travail et participer à la soutenance de thèse, en commençant par Monsieur Denis MAZUYER pour avoir accepté de présider le jury.

Je suis sensible à l'honneur que me font Monsieur Benyebka BOU-SAID et Monsieur Guy MONTEIL pour avoir consacré du temps à la lecture de ce mémoire de thèse en tant que rapporteurs.

J'adresse mes respectueux remerciements à Monsieur Theirry CZERWIEC et Monsieur Guy BAYADA pour avoir examiné ce travail.

Je voudrais également remercier Monsieur André Parfait NYEMECK et Grégory MARCOS d'avoir pris part au jury de thèse en tant qu'invités.

Je tiens à remercier tous les collaborateurs qui ont participé à la réussite du projet Micro-GaMe : G. Marcos, T. CZERWIEC, A. ANDRIEUX, F. VILLARD, A.P. NYEMECK et H. MICHEL...

Je tiens à mentionner le plaisir que j'ai eu à travailler au sein de l'axe Tribolub. Un grand merci à tous les membres de l'équipe pour leur aide précieuse, leur soutien et leur amitié. Merci à toute la communauté des doctorants et jeunes docteurs pour l'amitié qu'ils m'ont témoignée : merci donc à Mathieu, Antoine, Fabien, Mohand B, Lassad, Serguei, Lilas, Adj, Célia et Jérémy. Merci aussi à ceux qui sont partis : l'affreux Yann, Khouloud, Jérôme, Andel, Andrei,

Dédé P, Amine, Franck, Sébastien...

Ces remerciement s'adressent également à tous les permanents : Pascal, Michel (*sir yes sir* !), Mihai, Hamid, Antoinette, Patrick, Djamila, Catherine, Estelle et les collègues Angoumoisins pour les moments conviviaux qu'on a pu partager.

Un énorme merci à toute ma famille, qui n'a jamais cessé de croire en moi. Toute ma gratitude à mes parents qui ont su m'ouvrir la voie à tant de choses. Je tiens à remercier mes sœurs et mes frères pour leurs encouragements et leur soutien permanent. Je remercie également toute ma grande famille, mes cousin(e)s, mes oncles et mes tantes.

Enfin, je remercie tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

Table des matières

Liste des symboles	9
Introduction	13
1 Étude bibliographique	21
1.1 Introduction	21
1.2 État de surface en tribologie.	22
1.2.1 Du frottement à la texturation de surface.	22
1.2.2 La texturation de surface, inspirée du biomimétisme.	23
1.3 Étude théorique de la lubrification en présence de textures.	25
1.3.1 Préambule à la modélisation des textures.	25
1.3.2 Le phénomène de cavitation	28
1.3.3 Optimisation de la texturation.	31
1.4 Études expérimentales de la lubrification en présence de textures.	35
1.4.1 La texturation en régime de lubrification limite.	36
1.4.2 La texturation en régime de lubrification mixte.	37
1.4.3 La texturation en régime de lubrification hydrodynamique.	39
1.4.4 Conclusion sur les tests	42
1.5 Méthodes de fabrication des textures.	43
1.5.1 Texturation sans masque protecteur.	44
1.5.2 Texturation à travers un masque.	46
1.6 Conclusion	48
2 Étude hydrodynamique	51
2.1 Modèle théorique	51
2.1.1 Configuration géométrique du problème	51
2.1.2 Équation régissant l'écoulement dans le film mince	52
2.1.3 Modèle de contact	53
2.1.4 Équilibre des forces	55
2.1.5 Résolution numérique de l'écoulement par la méthode des volumes finis	55
2.1.6 Validation du modèle	58

2.2	Étude paramétrique	61
2.2.1	Comportement local et global d'une texture	61
2.2.2	Influence de l'arrangement des triangles sur les performances d'une garniture mécanique	78
2.2.3	Conclusion	85
2.3	Prise en compte de l'état de surface et de la forme réelle des motifs triangulaires	86
2.3.1	Analyse des surfaces réelles	88
2.3.2	Défauts des motifs triangulaires	93
2.3.3	Conclusion	107
2.4	Conclusion	108
3	Étude thermoelastohydrodynamique	109
3.1	Modèle théorique TEHD	109
3.1.1	Configurations géométriques et hypothèses associées	110
3.1.2	Dissipation de l'énergie et transfert de chaleur dans l'interface de contact	111
3.1.3	Résolution du problème thermo-élastique dans les solides	112
3.1.4	Résolution numérique	115
3.2	Comportement de la garniture texturée en régime TEHD	117
3.2.1	Étude de la configuration 7i-3e	117
3.2.2	Détermination d'une nouvelle configuration	121
3.2.3	Influence du défaut de courbure	127
3.2.4	Influence des matériaux	131
3.3	Conclusion	134
4	Étude expérimentale	135
4.1	Description du dispositif d'essais	135
4.1.1	Description générale	135
4.1.2	Le banc d'essais	136
4.1.3	Centrale hydraulique	137
4.1.4	Cellule d'essais	137
4.1.5	Présentation de la garniture mécanique	138
4.1.6	Instrumentation et système de pilotage	140
4.2	Techniques de mesure par caméra infrarouge	140
4.2.1	Bilan radiatif	140
4.2.2	Étalonnage de la caméra	142
4.2.3	Caractérisation des matériaux	144
4.3	Description des essais expérimentaux	146
4.4	Traitement des résultats	147
4.4.1	Couple de frottement	147
4.4.2	Température	148

4.5	Garnitures mécaniques testées	149
4.6	Résultats et discussion	152
4.6.1	Configuration 7i-3e	152
4.6.2	Configuration 2i-2e et faces lisses	154
4.6.3	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux	157
4.7	Conclusion	161
	5 Conclusions et perspectives	163
	Bibliographie	166
A	Modèle de génération de surfaces rugueuses	185
B	Calcul du couple de barbotage	189
C	Caractéristiques de la caméra infrarouge	191

Liste des symboles

α	Coefficient de dilatation (K^{-1})
δ	Densité de texturation
ε	Émissivité du rotor
$\lambda_r, \lambda_\theta$	Longueurs de corrélations dans les directions r et θ (m)
λ	Rapport de profondeur
w	Rapport d'aspect
ν	Coefficient de Poisson
ρ_0, ρ	Masse volumique (kg/m^3)
μ, μ_0, μ_f	Viscosité dynamique du fluide, viscosité de référence, viscosité dynamique à T_f (Pa.s)
β_f	Coefficient de thermoviscosité (K^{-1})
ω	Vitesse de rotation (rad/s)
ψ	Paramètre hydrodynamique
$\bar{\zeta}$	Taux de cavitation
\bar{P}	Portance hydrodynamique adimensionnée
\bar{Q}	Débit de fuite adimensionné
Δp	Différence de pression (Pa)

I	Luminance ($\text{W m}^{-2}\text{sr}^{-1}$)
k	Conductivité thermique ($\text{W m}^2 \text{K}^{-1}$)
L_r, L_θ	Longueurs d'une cellule d'étude dans les directions r et θ (m)
n	ordre de convergence
nb_t	Nombre de motifs de texture
N_r, N_θ	Nombre de nœuds dans les directions r et θ
n_{sc}	Nombre de nœuds qui entre en contact
N_T	Nombre de nœuds total utilisé dans les simulations
p_{cav}	Pression de cavitation (Pa)
P_i, P_e	Pression du fluide à l'intérieur et à l'extérieur de la garniture mécanique (Pa)
p	Pression du film fluide (Pa)
Q	Débit de fuite (kg/s^{-1})
q_1, q_2	Flux de chaleurs transférés aux solides (W m^2)
$q_{e,n,w,s}$	Débit élémentaire (kg/s^{-1})
R_i, R_e, R_{moy}	Rayons intérieur, extérieur et moyen de la face de contact (m)
$r_{1,2}, r_{2,3}$	Indice du raffinement raffinement du maillage
S	Surface totale de l'interface de contact (m^2)
S_q	Écart-type de la rugosité d'une surface (m^2)

SK_u	Coefficient d'étalement d'une distribution
SS_k	Coefficient d'asymétrie d'une distribution
T	Température dans le film fluide ($^{\circ}C$)
T_{amb}	Température ambiante ($^{\circ}C$)
T_f	Température du fluide ($^{\circ}C$)

Indices

1	Stator
2	Rotor
i,j	Indice d'incrémentation
eq	Équivalent
e	Extérieur
i	Intérieur
moy	Moyen
amb	ambient
cam	camera

ΔT	Différence de température par rapport à celle du fluide (°C)
A_0, A_1	Amplitudes de la courbure initiale de la face du rotor(m)
B	Coefficient d'équilibrage
C_p	Capacité calorifique (J kg K ⁻¹)
C_{fel}	Couple de frottement dans une section élémentaire du maillage des parois à l'interface (N.m)
C_{fv}	Couple de frottement visqueux (N.m)
C_{fs}	Couple de frottement sec (N.m)
D	Variable universelle
E	Module du Young (GPa)
F	Fonction bascule
F_c	Force de contact sur une aspérité(N)
F_{res}	Force des ressorts (N)
F_c	Force de contact sur une aspérité(N)
F_{ferm}	Force de fermeture (N)
F_{ouve}	Force d'ouverture (N)
F_{sec}	Force de l'étanchéité secondaire (N)
F_t	Force totale du contact des aspérités
f	Coefficient de frottement
G	Paramètre de service
GCI	Grid Convergence Index
h	Épaisseur du film fluide (m)
h_c	Coefficient d'échange par convection (W m ² K)
h_d	Profondeur de texture (m)
h_f	Épaisseur du film imposée (m)

Introduction

Les garnitures mécaniques sont des dispositifs d'étanchéité dynamique à faces radiales utilisés pour assurer l'étanchéité d'arbres tournants. L'utilisation de ces composants mécaniques est de plus en plus courante lorsque les systèmes d'étanchéité classiques (joints en élastomère par exemple) ne permettent pas de satisfaire les conditions de vitesse, de température et de pression exigées par le secteur industriel d'application. La fiabilité et la durabilité démontrées par les garnitures mécaniques leur ont permis d'occuper une place majeure dans la plupart des domaines d'activités : pharmaceutique, chimie, pétrochimie, raffinerie, nucléaire, agroalimentaire, textile, transport, etc... Elles sont capables de travailler avec des fluides très variés aussi bien liquides que gazeux, éventuellement chargés de particules solides. La figure 1 présente l'emplacement d'une garniture mécanique dans une pompe centrifuge.

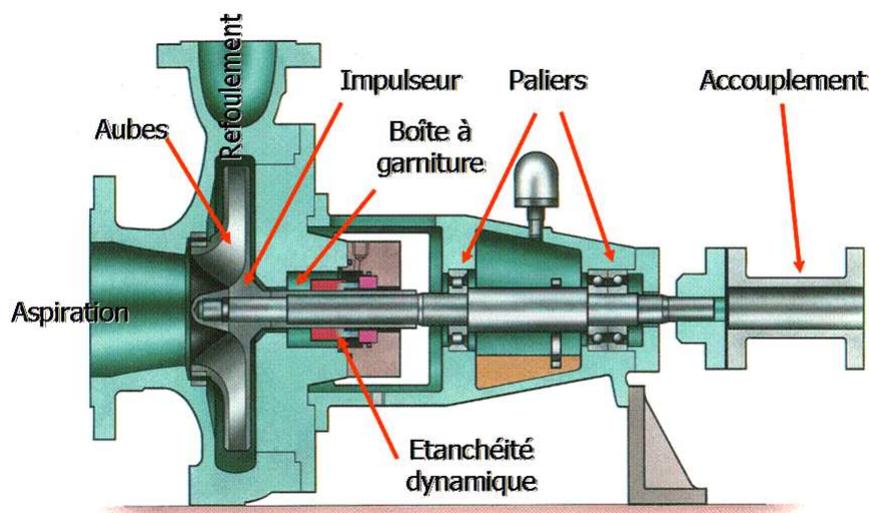


FIGURE 1 – Emplacement d'une garniture dans une pompe centrifuge

Les exigences industrielles n'ont pas cessé d'évoluer, ce qui amène les garnitures mécaniques à travailler dans des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères. La conception de garnitures mécaniques pouvant résister à ces conditions nécessite donc une technologie de pointe faisant appel à de nouveaux concepts qui peuvent améliorer le rendement et la durée de vie des garnitures mécaniques.

Vers les années 1960, plusieurs études théoriques et expérimentales [1, 2, 3] ont montré que la texturation, à l'échelle micrométrique, de l'une des faces de frottement d'une garniture mécanique pou-

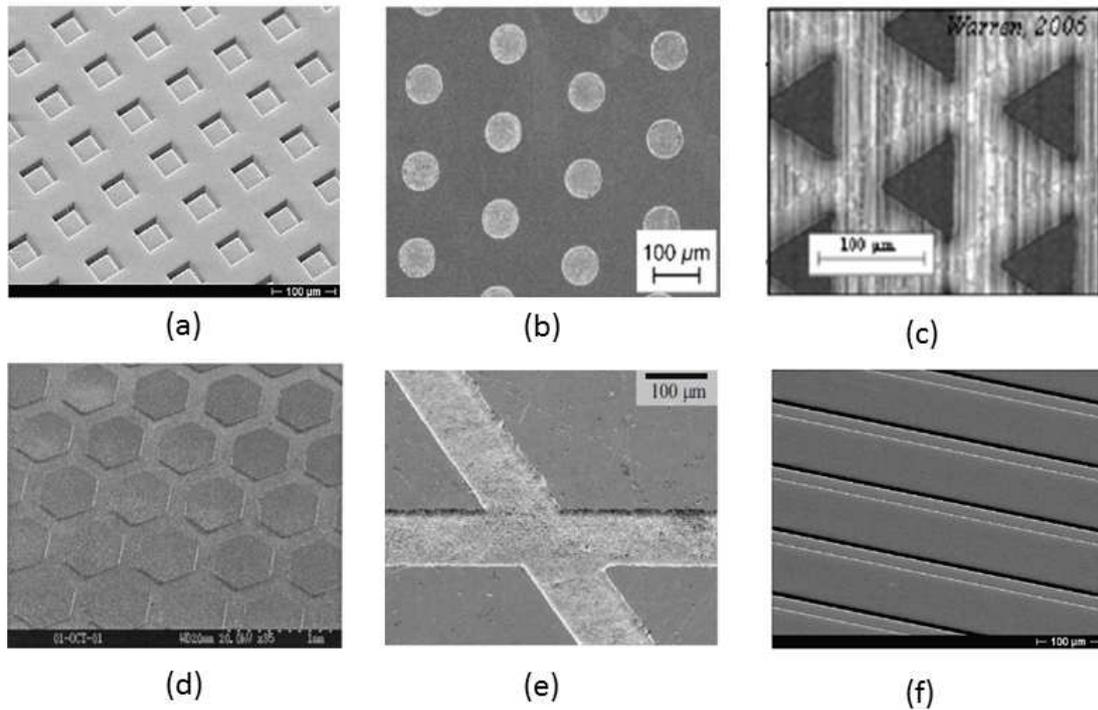


FIGURE 2 – Motifs de texture couramment rencontrés : (a) carré [4] ; (b) cercle [5] ; (c) triangle [6] ; (d) hexagone [7] ; (e) rainures croisées [8] ; (f) rainures parallèles [4]

vaît apporter des améliorations sur les performances de la garniture mécanique. Cependant, ce nouveau concept n'a réellement suscité de l'intérêt que 30 ans plus tard, lorsque les techniques de texturation sont devenues suffisamment précises et maîtrisées. Ainsi, le nombre de publications sur ce sujet n'a pas cessé d'augmenter. Cependant, l'obtention d'un consensus sur le rôle, le fonctionnement et l'optimisation des surfaces texturées semble encore loin. La présente étude s'inscrit dans le cadre de cette problématique.

Texturation de surface

La texturation de surface à l'échelle microscopique consiste à modifier la topographie d'une surface initialement plane en créant des motifs de façon plus ou moins régulière, modifiant ainsi les propriétés de la surface. Dans les applications tribologiques, la géométrie et les dimensions des motifs de texture varient en forme et en taille de quelques microns à plusieurs centaines de microns. La figure 2 montre quelques motifs typiques de textures les plus courantes dans la littérature. On trouve des cercles, des carrés, des triangles et des hexagones, mais également des textures sous forme de rainures.

En général, quatre paramètres sont utilisés pour décrire les surfaces texturées : la forme, la profondeur, la largeur des motifs ainsi que la densité de texturation [9, 10, 11]. En effet, en faisant varier l'ensemble où une partie de ces paramètres, les différentes études réalisées cherchent à trouver la géométrie de texture qui amènera des améliorations tribologiques en termes de coefficient de frottement,

portance hydrodynamique et/ou débit de fuite [12, 13, 14].

A part la densité de texturation, ces paramètres sont étudiés soit avec leurs valeurs unitaires [15, 7, 16], soit avec des valeurs adimensionnées [17, 18, 19]. Ainsi, pour la compréhension du contenu de ce mémoire, la définition de ces paramètres est indispensable.

La figure 3 présente un exemple de disque texturé avec un nombre nb_t de motifs hémisphériques ayant un diamètre L et une profondeur h_d . Le paramètre h_f représente l'épaisseur du film fluide.

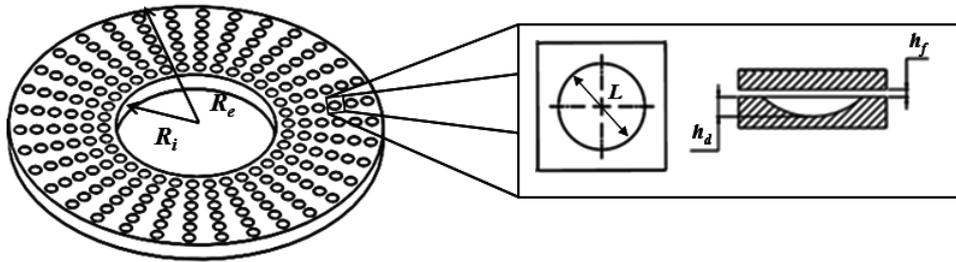


FIGURE 3 – Exemple d'un disque texturé

Rapport d'aspect

Il est défini comme étant le rapport entre la profondeur et la largeur d'un motif de texture :

$$w = \frac{h_d}{L} \quad (0.0.1)$$

Rapport de profondeur

Il représente le rapport entre la profondeur de texturation et l'épaisseur du film fluide :

$$\lambda = \frac{h_d}{h_f} \quad (0.0.2)$$

Densité de texturation

Elle est définie comme étant la fraction d'aire occupée par les motifs de texture. Dans le cas de la figure 3, elle s'exprime par :

$$\delta = \frac{nb_t L^2}{4(R_e^2 - R_i^2)} \quad (0.0.3)$$

Constitution et principe de fonctionnement d'une garniture mécanique

La figure 4 présente le schéma d'une garniture mécanique. Les garnitures mécaniques se composent en général d'une partie fixe (le stator) placée en vis-à-vis d'une partie tournante (le rotor). Ces deux

anneaux en contact sur leurs surfaces extrêmes délimitent l'élément principal de la garniture mécanique et également la partie la plus sensible, communément appelée "étanchéité primaire". En effet, les faces en contact assurent la séparation de deux milieux, l'un à l'intérieur, l'autre à l'extérieur des anneaux. Le fluide sous pression s'infiltré dans l'interface de contact pour lubrifier ainsi les faces de frottement. Généralement, au moins l'un des éléments de la garniture mécanique est lié à son support par une liaison élastique (ressorts, soufflet), lui offrant ainsi plusieurs degrés de liberté permettant le bon alignement des deux faces. Les faces de frottement sont maintenues en contact grâce aux efforts appliqués par les éléments souples et par la pression du fluide à étancher. Les garnitures mécaniques contiennent aussi des joints en élastomère (joints toriques sur le schéma) qui permettent d'assurer l'étanchéité entre les anneaux et les supports. On parle alors d'étanchéité secondaire.

Une étanchéité idéale implique un débit de fuite nul, donc un espacement nul entre les deux faces de frottement. Cependant, pour des raisons de fiabilité, il est préférable que les deux faces soient séparées par un film très mince, de l'ordre de quelques micromètres, afin d'éviter l'usure des faces de la garniture mécanique et de limiter le frottement. Ainsi, la configuration optimale de la garniture mécanique est celle qui minimise à la fois la fuite et l'usure due au frottement.

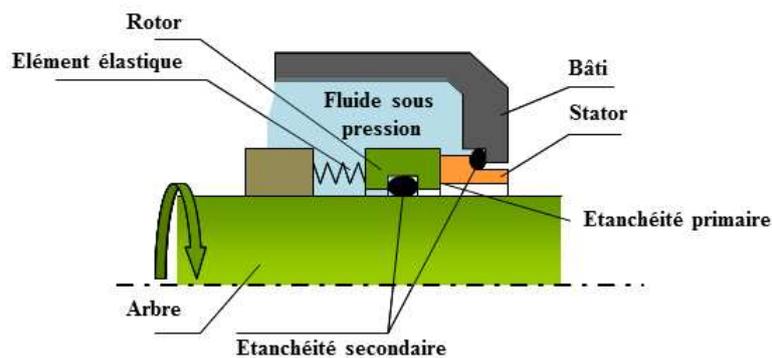


FIGURE 4 – Schéma du principe d'une garniture mécanique [20]

Phénomènes physiques influant sur le comportement des garnitures mécaniques

Les garnitures mécaniques sont le siège d'un ensemble complexe de phénomènes physiques qui peuvent interagir les uns par rapport aux autres. Brunetière [20] a listé les différents phénomènes ainsi que les interactions susceptibles d'apparaître entre ces différents phénomènes (figure 5).

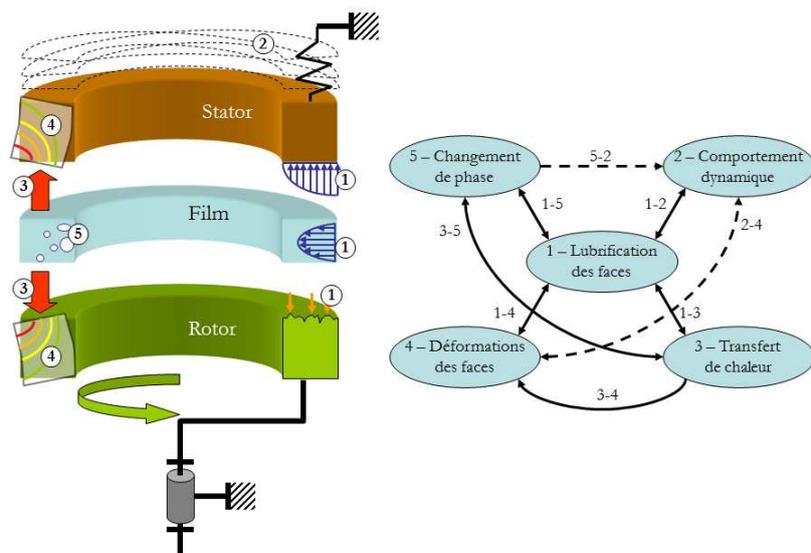


FIGURE 5 – Diagramme d’interaction des phénomènes mis en jeu lors du fonctionnement d’une garniture mécanique d’étanchéité [20]

Lors du fonctionnement d’une garniture mécanique, le fluide environnant s’infiltré entre le rotor et le stator pour établir un film fluide très mince qui va assurer la lubrification des faces de frottement (phénomène 1). Ce film fluide peut ne pas être suffisamment épais pour séparer complètement les faces de frottement. Dans ce cas, les aspérités des faces de frottement peuvent entrer en contact (lubrification mixte). Ce régime de lubrification est souvent rencontré dans les phases d’arrêt et de démarrage.

La liaison souple d’au moins l’un des éléments de la garniture mécanique (le stator sur la figure) avec son support lui procure des degrés de liberté qui permettent le bon alignement entre les faces de frottement. Les efforts appliqués sur le stator, (la force de pression dans le film fluide, la pression du fluide environnant, la liaison souple et les joints toriques) contribuent au comportement dynamique de la garniture mécanique (phénomène 2).

Le cisaillement du fluide et l’interaction des aspérités dans l’interface de contact engendrent une dissipation d’énergie. Cette énergie se transforme en chaleur, évacuée par les solides qui seront le siège de gradients de température (phénomène 3). Parallèlement, l’augmentation de la température va affecter les conditions d’écoulement du fait de la variation de la viscosité (interaction 1-3).

Les déformations des faces engendrées par le gradient de température s’ajoutent aux déformations dues à la pression et aux actions mécaniques appliquées par les liaisons sur la garniture mécanique (phénomène 4). Ce changement dans la géométrie des faces va affecter l’épaisseur du film et par conséquent le champ de pression dans le film fluide (interaction 1-4). Ces déformations peuvent être, dans certains cas très importantes, ce qui peut conduire à un comportement dynamique instable (interaction 2-4).

Dans la plupart des applications, le fluide à étancher est un liquide. Un changement de phase peut donc se produire, par exemple sous l’effet d’un étirement trop important, on parle alors de la rupture du film. D’autre part, le changement de phase (phénomène 5) peut apparaître lorsque le fluide subit une

vaporisation partielle en raison d'une élévation de la température atteignant la température d'ébullition du fluide. Ce phénomène, qui se traduit par des variations rapides de densité du fluide, a trois effets immédiats : absorption d'une partie de l'énergie dissipée dans le contact (interaction 3-5), modification de l'écoulement (interaction 1-5), variation rapide de la force fluide et du comportement dynamique de la garniture mécanique (interaction 2-5).

Dans ce paragraphe, un phénomène très important a été omis. Il s'agit de l'usure des surfaces qui n'a pas été considérée dans cette étude. Pour la suite de cette thèse, le changement de phase par vaporisation ne sera pas abordé. De plus, nous nous limiterons pour le comportement dynamique à un modèle stationnaire simple avec un seul degré de liberté dans la direction axiale.

Contexte

Les travaux de cette thèse sont inscrits dans le cadre d'un projet ANR intitulé MicroGaMe (Micro texturation de surfaces de Garnitures Mécaniques). L'objectif principal du projet est de développer et d'optimiser une nouvelle technique de texturation à l'échelle micrométrique qui sera facile à mettre en œuvre à l'échelle industrielle et qui pourra apporter une valeur ajoutée aux pièces formant les éléments actifs des garnitures mécaniques afin d'améliorer les propriétés anti-frottement. Pour cela, le projet a réuni les compétences de plusieurs partenaires académiques et industriels. La figure 6 présente l'organigramme du projet.

- L'équipe ESPRIT¹ de l'institut Jean Lamour s'occupe de la partie développement et mise en œuvre d'une nouvelle méthode de texturation basée sur le traitement thermo-chimique de surface assisté par plasmas froids. Cela est effectué dans le cadre d'une thèse de doctorat réalisée par Aurore Andrieux.
- L'équipe Tribolub² de l'institut Pprime apporte sa longue expérience en modélisation et expérimentation des contacts lubrifiés afin de déterminer une texture optimale permettant de remplir les objectifs industriels du projet.
- La société Latty international apporte son expertise dans la fabrication de garnitures mécaniques et fournit la matière première.
- La société IREIS³ est spécialisée dans le frottement des pièces métalliques et dans le traitement de surface à grande échelle.

Le caractère ambitieux du projet s'inscrit dans une logique économique et écologique. En effet, dans les cas usuels, les matériaux constituant les faces de frottement d'une garniture sont le carbure de silicium (SiC) et le carbone (C). Bien que ces deux matériaux soient fortement recommandés pour le bon fonctionnement de la garniture mécanique, ils ont deux inconvénients majeurs : leur coût élevé et leur recyclabilité. La solution recherchée dans le cadre de ce projet devrait permettre d'utiliser un matériau

1. Expériences et Simulations des Plasmas Réactifs : Interaction plasma surface Traitement des Surfaces

2. Tribologie et mécanique des interfaces lubrifiées

3. Institut de Recherche En Ingénierie de Surfaces

recyclable à 100% et dont les couts de fabrication sont faibles : l'acier inoxydable. Ses faibles performances tribologiques devront être compensées grâce au bénéfice apporté par la texturation de surface.



FIGURE 6 – Organigramme du projet MicoGaMe

Objectif de la thèse

L'objectif de cette thèse est de réaliser une étude théorique et expérimentale de la lubrification en présence de texture dans le cas d'une garniture mécanique. La partie théorique de cette thèse vise à parvenir à la modélisation d'un contact lubrifié en présence de texture tout en prenant en compte des phénomènes physiques intervenant dans le contact : rupture du film fluide, rugosité de surface, échanges thermiques et déformations thermoélastiques. La finalité est d'optimiser la configuration géométrique de la texture à appliquer sur une garniture mécanique (forme des motifs, taille et profondeur des motifs, espacement entre les motifs, taux de couverture de la surface par les motifs). L'étude expérimentale, quant à elle, permettra d'une part, de vérifier la validité du modèle numérique et d'autre part, de vérifier que la solution trouvée permet un gain significatif par rapport à celle sans texture, en réalisant des tests sur un banc d'essais pour garniture mécanique déjà existant à l'institut Pprime. Celui-ci nécessitera quelques modifications afin de permettre des relevés de température par caméra infrarouge.

Le premier chapitre est une revue bibliographique des travaux, aussi bien théoriques qu'expérimentaux, sur l'utilisation de la texturation dans les contacts lubrifiés. Dans un premier temps, nous présenterons brièvement les éléments qui ont contribué à l'apparition des textures artificielles. Puis, une deuxième partie fera un recensement des différentes approches théoriques utilisées pour traiter, la lubrification en présence de textures, ainsi que les principaux phénomènes et paramètres qui mettent en évidence l'influence de la texturation de surface en lubrification. La troisième partie portera sur les principaux travaux expérimentaux réalisés avec des surfaces texturées et le comportement de ces dernières dans les différents

régimes de lubrification. La dernière partie de ce chapitre présentera un résumé des différentes méthodes utilisées pour la mise en forme de la texture.

Dans le deuxième chapitre, nous présenterons une étude numérique de la lubrification hydrodynamique en présence de textures entre deux faces parallèles dans le cas isotherme . Après description du modèle théorique, nous présenterons une étude paramétrique détaillée qui permettra d'analyser les effets induits par les surfaces texturées. Entre autre, cette étude paramétrique nous permettra d'optimiser les caractéristiques géométriques des textures afin de minimiser le débit de fuite et le frottement. Ensuite, une analyse des défauts de forme qui pourront apparaître lors de la texturation de surface sera proposée. Cette dernière partie de chapitre nous conduira également à réaliser des simulations dans un régime de lubrification aussi bien hydrodynamique que mixte.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation de la lubrification en présence de textures dans le cas où les transferts de chaleur et les déformations thermo-mécaniques sont prises en compte. Tout d'abord, le modèle théorique ainsi que les différentes équations et hypothèses utilisées seront détaillés. Puis en exploitant ce modèle, nous vérifierons le fonctionnement de la configuration optimale définie au deuxième chapitre. Ensuite, nous réaliserons une seconde étude paramétrique ayant pour objectif d'optimiser la taille et l'emplacement des motifs triangulaires en termes de génération de pression hydrodynamique. Nous clôturerons ce chapitre en présentant une analyse de l'influence du défaut de courbure des faces de frottement et du choix des matériaux sur le fonctionnement de la nouvelle configuration de texturation.

Dans le dernier chapitre, nous présenterons les essais réalisés avec des garnitures mécaniques ayant été texturées selon les configurations définies lors des études théoriques ainsi qu'avec une garniture mécanique ayant des faces lisses. Auparavant, le dispositif expérimental que nous avons utilisé pour réaliser cette étude ainsi que la technique de mesure par thermographie infrarouge seront décrits. Puis, les résultats des expériences seront présentés et discutés. Nous terminerons ce chapitre en présentant une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux, afin de valider le modèle numérique.

Enfin, nous présenterons un récapitulatif des principaux résultats et conclusions dégagés dans ce mémoire, et nous proposerons des perspectives à ce travail.

Chapitre 1

Étude bibliographique

1.1 Introduction

La texturation de surface constitue actuellement le centre d'intérêt de nombreuses études qui s'intéressent à la réduction du frottement et à l'amélioration du fonctionnement des organes mécaniques. Cet intérêt est plus particulier dans le cas des contacts lubrifiés. En effet, les surfaces texturées semblent représenter une solution prometteuse pour améliorer les performances de la lubrification. Ainsi, la texturation de surface attire de plus en plus l'attention de la communauté des tribologues, comme le montre le nombre croissant de publications (figure 1.1) consacrées à cette thématique.

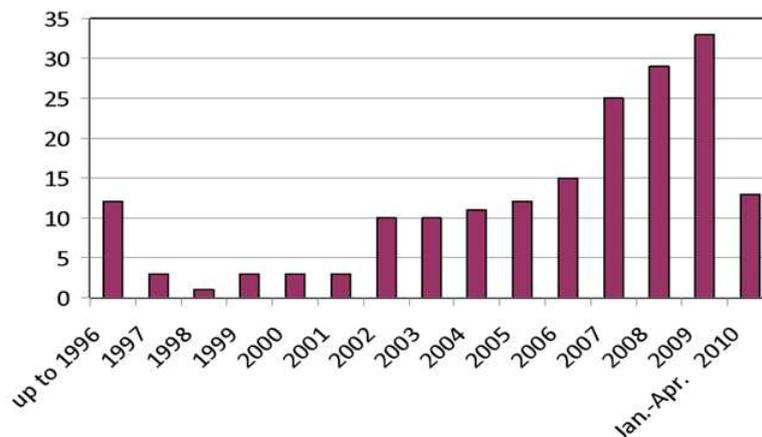


FIGURE 1.1 – Évolution au cours des années des publications sur la texturation de surface [21]

Cette revue bibliographique a pour objectif de faire une synthèse des travaux publiés sur ce sujet, aussi bien théoriques qu'expérimentaux. Elle permettra d'identifier les principales démarches suivies et les résultats obtenus. Elle donnera aussi au lecteur les éléments nécessaires pour appréhender la suite

de ce mémoire et justifiera les objectifs de cette thèse. Ce chapitre est décomposé en quatre parties. La première partie vise à présenter l'importance de l'état de surface en tribologie et les éléments qui ont contribué à l'apparition des textures artificielles. La deuxième partie fait un recensement des différentes approches théoriques utilisées pour traiter de la lubrification en présence de textures, ainsi que les principaux phénomènes et paramètres qui mettent en évidence l'influence de la texturation de surface en lubrification. La troisième partie portera sur les principaux travaux expérimentaux réalisés avec des surfaces texturées et le comportement de ces dernières dans les différents régimes de lubrification. La dernière partie de ce chapitre présentera un résumé des différentes méthodes utilisées pour la mise en forme de la texture.

1.2 État de surface en tribologie.

1.2.1 Du frottement à la texturation de surface.

Une surface est identifiée par un ensemble d'aspérités, cavités, ondulations et irrégularités qu'elle contient. Ainsi, toute surface possède une structure surfacique unique. En tribologie, l'état de surface occupe une place importante dans l'étude de frottement, aussi bien dans les contacts secs que lubrifiés. Depuis la création des premières liaisons mécaniques (2 000 av J.C.), les surfaces de frottement ont toujours nécessité une attention particulière pour limiter leurs usures. Les premiers travaux sur le frottement apparaissent au début du XVI^{ème}. En 1508, Léonard de Vinci (1452-1519) stipule que la force de frottement est proportionnelle à la charge appliquée et que celle-ci ne dépend pas de l'aire de contact apparente, mais des matériaux utilisés et de leur état de surface. Deux siècles plus tard, Guillaume Amontons propose le premier modèle simplifié du coefficient de frottement. En 1781, Charles Coulomb confirme les conclusions de Léonard de Vinci et Guillaume Amontons. Il conclut également que le frottement ne peut provenir que de l'imbrication des aspérités des surfaces en contact. En réalisant plusieurs expériences, Coulomb étudie l'influence de cinq paramètres sur le frottement : la nature des matériaux, l'effet d'un lubrifiant, l'aire de la surface de contact, la charge appliquée et le temps de repos (le temps pendant lequel les surfaces restent en contact, sans mouvement). A l'issue de ces expériences, il montre que le coefficient de frottement est indépendant de la vitesse de glissement. Cette loi lui a été attribuée et elle a été appliquée aussi bien dans les contacts secs que lubrifiés. En 1854, Adolphe Hirn réalise des travaux sur la lubrification hydrodynamique, dans lesquels il montre que la loi de Colomb a été utilisée à tort pendant presque un siècle dans les contacts lubrifiés [22].

La fin de XIX^{ème} a été marquée par les travaux de Beauchamp Tower et de Reynolds sur la lubrification hydrodynamique dans le cas des paliers hydrodynamique. Dans ses travaux, Beauchamp Tower [23] met en évidence pour la première fois l'existence d'une pression dans les paliers. Trois ans plus tard en analysant les résultats expérimentaux de Beauchamp Tower, Reynolds [24] établit la théorie fondamentale de la lubrification hydrodynamique sous la forme de la fameuse équation de Reynolds, encore utilisée aujourd'hui. Devant le développement industriel du XX^{ème} siècle, la théorie présentée par Reynolds a très vite trouvé son utilité dans les applications de lubrification, notamment pour le calcul des

paliers. Par conséquent, cette théorie a subi des améliorations à plusieurs reprises. En 1904, Sommerfeld [25] présente une solution analytique de l'équation de Reynolds dans le cas d'un palier infiniment long. Cependant, les résultats obtenus montrent que la pression du film dans la zone divergente est négative, ce qui ne correspond pas à la réalité physique. En 1921, Gumbel [26] décide de ne prendre en compte que les pressions positives et de négliger les pressions négatives pour le calcul de la charge dans un palier. Au début des années 1930, Swift [27] et Stieber [28] présentent indépendamment une solution de l'équation de Reynolds pour calculer la charge dans un palier. Dans cette solution, ils jugent que dans la zone divergente du palier, le film fluide se rompt suivant une frontière qu'ils déterminent avec des conditions aux limites. Sur cette frontière, la pression est égale à la pression de saturation du fluide et le gradient de pression s'annule. En 1941, Christopherson [29] utilise ces conditions aux limites et présente une méthode numérique pour résoudre l'équation de Reynolds. En 1944, Fogg [30] réalise une étude expérimentale sur une butée ayant des surfaces parallèles. Les résultats issus de cette étude, montrent la formation d'un film fluide entre les deux faces, ce que ne peut pas prédire la théorie classique de la lubrification. Ce résultat a suscité de nombreuses questions sur le mécanisme qui peut être à l'origine de la pression dans le film fluide entre deux surfaces parallèles. Pour Fogg, la pression dans le film résulte de l'expansion thermique de fluide lors de son passage dans la zone chargée. En 1946, Swift [31] suggère que le gradient de température peut provoquer la déformation de la surface active ce qui conduira à la formation d'un convergent dans la butée. Plusieurs mécanismes ont été proposés pour expliquer la pression générée dans le cas des faces parallèles, incluant le mésalignement [32], les vibrations [33], la topographie des surfaces [34].

En 1966, Hamilton et al [1], réalisent une étude théorique et expérimentale pour analyser l'influence des micro-aspérités de forme cylindrique sur les performances d'une garniture mécanique. Les auteurs montrent que ces micro-aspérités sont à l'origine de l'augmentation importante de la pression hydrodynamique. Ils expliquent cette augmentation par la présence du phénomène de cavitation (rupture du film) qui élimine les pressions négatives, ce qui assure une pression nette positive. Ces travaux ouvrent un nouvel axe de recherche dans la lubrification, qui est la lubrification en présence de surfaces texturées.

1.2.2 La texturation de surface, inspirée du biomimétisme.

Depuis toujours, de nombreux êtres et/ou formes vivantes utilisent la texturation pour s'adapter à leur environnement. Le biomimétisme est un domaine scientifique qui consiste à étudier les modèles de la nature et à en reproduire les propriétés essentielles pour résoudre des problèmes rencontrés dans les activités humaines. Le biomimétisme en tant que tel est apparu au début des années 1980, mais sa popularité s'est faite au milieu des années 1990 grâce à la biologiste Janine Benyus à travers son ouvrage « Innovation inspired by nature » [35]. L'un des exemples les plus parlants qu'on peut trouver dans la nature est peut-être la peau du requin. Cette dernière est constituée de nombreux denticules cutanés ou écailles d'une dureté élevée et implantées directement dans le derme de l'animal (figure 1.2).



FIGURE 1.2 – Denticule de la peau de requin

L'eau s'engouffre et passe dans les micro-rainures des denticules et forme des tourbillons qui diminuent considérablement les forces de résistance à l'écoulement qui s'appliquent sur le requin. Ces écoulements "hydrodynamiques" causés par les denticules, lui permettent de se déplacer très facilement dans l'eau [36]. La technique a vite trouvé des domaines d'application, notamment dans le milieu sportif. L'entreprise Speedo conçoit depuis 2004 des combinaisons inspirées par les caractéristiques de la peau de requin pour équiper les nageurs professionnels, mais qui sont désormais interdites dans les compétitions officielles [37].

Un autre exemple, qui est à l'origine des matériaux hydrophobes, est la fleur de lotus. Les feuilles de ce végétal sont dotées d'une texture nanométrique qui lui confère des capacités autonettoyantes très remarquables. La figure 1.3 montre qu'au contact des feuilles, les gouttes d'eau conservent une forme quasi-sphérique et ne mouillent pas la surface de la feuille. Par conséquent, les gouttes s'écoulent et emportent avec elles les particules et les poussières [38].



FIGURE 1.3 – L'effet hydrophobe de la feuille de lotus

La première utilisation concrète de l'effet lotus remonte à l'année 1999 par l'entreprise Lotusan qui s'est inspirée de la fleur de Lotus pour fabriquer des peintures autonettoyantes.

Au même titre, pour concevoir des matériaux et des textures plus résistants à l'usure, des chercheurs ont étudié la peau du Scinuscinus (figure 1.4). Un reptile qui vit dans le Sahara très connu pour sa capacité à se glisser dans le sable, d'où son surnom « poisson du désert ». Des tests d'usure réalisés en laboratoire sur sa peau ont montré que la bio-matière et la texture de sa peau lui confèrent une tenue à l'usure supérieure à celles du verre et/ou de l'acier doux [39].



FIGURE 1.4 – Photographie d'un ScinusScinus

La texturation de surface a été motivée dans les années 1960 par Hamilton. Cependant, ces dernières années le biomimétisme offre une nouvelle source d'inspiration pour les chercheurs.

1.3 Étude théorique de la lubrification en présence de textures.

1.3.1 Préambule à la modélisation des textures.

L'effet bénéfique de la texturation de surface dans les contacts lubrifiés a été démontré expérimentalement dans de nombreuses applications comme dans les garnitures mécaniques [40] ou les butées hydrodynamiques [41]. Par conséquent, de nombreux modèles théoriques ont été proposés afin d'expliquer le comportement lié à la présence de texture. Cependant, les études théoriques semblent être encore incapables d'expliquer tous les effets induits par la texturation. Cette limitation est probablement due à la complexité du problème et aux nombreux paramètres qui sont affectés par la texturation.

Cavitation.

Hamilton et *al.* [1] réalisent en 1966, l'une des premières études théoriques sur la lubrification en présence de textures. Les auteurs proposent une solution analytique de l'équation de Reynolds en éliminant les pressions négatives qui apparaissent dans les zones de dépression. Trente ans plus tard, le même modèle de cavitation (dit de Gumbel) a été utilisé par Etsion et *al.* [16] pour analyser l'effet de la texturation dans les garnitures mécaniques. En 1999, l'équipe d'Etsion [42] améliore son modèle en utilisant les conditions de cavitation de Swift-Stieber. Leur analyse montre que l'étendue de la zone de cavitation dépend fortement des conditions de fonctionnement. Cependant, les auteurs soulignent que leur modèle prédit une pression inférieure à ce qu'ils ont observé expérimentalement [40]. En 2006, Aussas et *al.* [43] analysent l'influence du choix du modèle de cavitation sur le comportement d'un palier texturé. Ils comparent le modèle de Swift-Stieber et le modèle conservatif proposé par Elrod [44]. Leurs résultats ont permis de montrer que le modèle de Reynolds (ou Swift-Stieber) surestime l'étendue des zones de cavitation et conduit à des résultats moins précis. Ainsi, les auteurs suggèrent que pour une bonne prédiction de la cavitation, un modèle conservatif est indispensable pour l'étude de la lubrification en présence de textures. De la même manière, Qiu et Khonsari [45] réalisent en 2009 une étude

où ils comparent trois modèles de cavitation : Gumbel, Swift-Stieber et le modèle conservatif (JFO). Les auteurs montrent encore une fois que, contrairement au modèle conservatif (JFO), les modèles de Gumbel et Swift-Stieber ne prédisent pas de façon précise les zones de cavitation. En effet, les modèles de Gumbel et Swift-Stieber ne prédisent pas la reformation du film fluide ce qui n'est pas le cas avec un modèle conservatif. D'autre part, les auteurs constatent qu'avec le modèle conservatif (JFO), censé être plus précis, la pression hydrodynamique générée atteint à peine 1% de la pression d'alimentation. Ce dernier résultat, montre qu'en plus de la cavitation dans le film fluide, d'autres mécanismes peuvent contribuer à la génération de pression hydrodynamique dans le contact .

Rugosité des surfaces.

Il est généralement admis que les surfaces texturées sont plus efficaces pour des épaisseurs du film relativement petites, comme celles rencontrées dans les garnitures mécaniques [46]. Les surfaces réelles n'étant jamais parfaitement lisses, il semble logique d'investiguer le rôle de la rugosité des surfaces sur les performances de surfaces texturées, notamment dans le cas de faibles épaisseurs de film. Bien que l'effet de la rugosité des surfaces sur les performances hydrodynamiques a été étudié auparavant [47, 48], le couplage avec des surfaces texturées reste un champ peu exploré. Dans une étude publiée en 2011, Minet et *al.* [49] présentent une analyse numérique de la lubrification mixte dans le cas d'une garniture mécanique. Les auteurs démontrent que la rugosité des surfaces peut générer une charge hydrodynamique suffisamment élevée pour séparer complètement les faces de la garniture mécanique. La même année, Qiu et Khonsari [50] utilisent un modèle numérique pour étudier les effets de la texture en présence de rugosité de surface. Ils considèrent un modèle conservatif de cavitation et font appel à la formulation de Patir et Cheng [51] pour prendre en compte la rugosité des surfaces. Les auteurs notent que la rugosité des surfaces joue un rôle positif pour la génération de pression hydrodynamique. Cependant, son influence est limitée en amplitude. Ils soulignent aussi que le choix de la pression de cavitation est crucial pour la génération de la pression hydrodynamique. En effet, la combinaison entre une faible pression de cavitation et vitesses élevées conduit à des portances hydrodynamiques trop élevées. En 2012, Brunetière et Tournerie [52] améliorent le modèle de Minet et *al.* [49] en y introduisant une texturation de surface afin d'étudier l'interaction entre la rugosité et les textures dans le fonctionnement d'une garniture mécanique. Pour une étude pertinente, les auteurs analysent plusieurs états de surface : des surfaces lisses texturées, des surfaces rugueuses sans textures et des surfaces rugueuses texturées. L'étude montre que lorsque les surfaces texturées sont lisses c'est-à-dire sans rugosité, il est impossible de générer une pression hydrodynamique capable de séparer les deux faces, contrairement à ce qui est obtenu avec des surfaces rugueuses sans texture. En revanche, dans le cas où une surface rugueuse est texturée, une amélioration significative des performances (réduction du frottement et augmentation de l'épaisseur de film) est observée aussi bien dans le régime mixte que dans le régime hydrodynamique.

Ces dernières années, un nombre croissant de modèles tiennent en compte de la rugosité de surfaces [53, 54].

Déformation thermiques et mécaniques.

Dans la littérature, on trouve de plus en plus de modèles qui prennent en compte les déformations thermiques et mécaniques dans les contacts lubrifiés. Dans des conditions sévères, ces déformations sont importantes et peuvent atteindre des amplitudes supérieures à l'épaisseur du film lubrifiant. Il est bien connu que ces déformations jouent un rôle important sur le comportement tribologique dans de nombreuses applications, comme les garnitures mécaniques [55, 56], les butés hydrodynamiques et les paliers hydrodynamiques [57]. Un modèle TEHD (Thermo-Elasto-Hydro-Dynamique) est un modèle qui prend en compte à la fois l'interaction fluide structure résultante des déformations mécaniques des faces dues au chargement mécanique et les déformations thermiques induites par l'énergie dissipée dans l'interface de contact. Ces déformations ont été étudiées dans le cas de faces contenant des macro-textures, comme les rainures par exemple [58]. Cependant, elles ont rarement été considérées dans les modèles de lubrification en présence de textures (à l'échelle micrométrique). Bien qu'il existe quelques études qui se sont intéressées aux déformations mécaniques avec des surfaces texturées, la majorité est dédiée aux applications constituées de matériaux en élastomère, comme les joints à lèvres [7, 59, 60, 61]. Ce type de modèle est souvent désigné dans la littérature par « Soft-Elasto-Hydrodynamic-Lubrication » (SEHL). En 2014, Charistopoulos et *al.* [62] ont publié une étude théorique réalisée avec un modèle TEHD. Cette étude est l'une des premières qui considère un couplage fluide solide dans une butée texturée et peut être la première dans la lubrification en présence de textures. La texture et les conditions de fonctionnement investiguées dans cette étude ont été inspirées des travaux d'Henry [63] et Dobrica et *al.* [17]. Les résultats issus de cette étude ont révélé que les effets thermiques et les déformations des solides ont une influence substantielle sur le comportement de la butée texturée.

Validité de l'équation de Reynolds en présence de textures.

La théorie de la lubrification en présence de textures est principalement abordée par deux types d'approches : une approche basée sur l'équation de Reynolds et une approche basée les équations de Navier-Stokes. Les modèles Reynolds sont les plus souvent utilisés dans la littérature. Ils sont généralement appliqués pour étudier les effets globaux des textures [64]. Les modèles qui reposent sur les équations de Navier-Stokes ont connu un essor remarquable au début des années 1980, grâce notamment au développement des outils de calcul CFD¹. Ces modèles sont généralement appliqués à l'étude d'un seul motif de texture [65] en raison du temps de calcul relativement long.

En 1985, Tichy et Chen [66] présentent une analyse détaillée sur la validité de l'équation de Reynolds dans le cas des paliers lisses. Leurs résultats expérimentaux ont révélé que pour un nombre de Reynolds modifié proche de 10, l'équation de Reynolds sous-estime la capacité de charge, contrairement au modèle de Navier-Stokes. Les auteurs expliquent que la faiblesse de l'équation de Reynolds vient du fait qu'elle ne prend pas en compte les effets d'inertie. Arghir et *al.* [67], publient en 2003 une étude pour analyser les effets d'inertie en présence d'un seul motif de texture sous forme d'une poche. En utilisant

1. Computational Fluid Dynamics

un modèle CFD, les auteurs étudient différentes formes de la poche (rectangle, triangle et hémisphère). Ils montrent que pour un nombre de Reynolds modifié supérieur à 1, l'inertie du fluide devient importante et que celle-ci est responsable de l'augmentation de la charge hydrodynamique dans le contact. Dans une étude numérique, Sahlin et al. [68], montrent qu'en supprimant les termes d'inertie dans les équations de Navier-Stokes, la texture n'est pas capable de générer une portance hydrodynamique. Kraker et al. [69], utilisent l'équation de Reynolds et les équations de Navier-Stokes dans une étude qui traite de la lubrification hydrodynamique en présence d'une poche hémisphérique. Les auteurs soulignent que dans le cas où l'épaisseur nominale de film lubrifiant est supérieure ou égale à la profondeur de la poche, les effets d'inertie deviennent importants et les équations de Navier-Stokes sont plus appropriées pour résoudre le problème. Feldman et al. [70], vérifient la validité de l'équation de Reynolds dans le cas de surfaces texturées dans un contact lubrifié par un gaz. Les auteurs reconnaissent la dépendance entre la précision de l'équation de Reynolds et le ratio entre l'épaisseur nominale du film et la profondeur des motifs de texture. En revanche, ils précisent que l'équation de Reynolds peut être appliquée dans la majorité des cas où des textures sont utilisées. En 2009, Dobrica et al. [71] étudient soigneusement les effets d'inertie dans un patin texturé de largeur infinie. Ils mettent en évidence que les effets d'inertie ne devraient pas être analysés avec un seul motif de texture. D'autre part, la validité de l'équation de Reynolds doit être discutée sur la base du nombre de Reynolds modifié mais également sur le rapport d'aspect. Ce nombre représente le rapport entre la longueur et la profondeur des motifs de texture. Les auteurs montrent logiquement que l'équation de Reynolds peut être appliquée dans le cas où le rapport d'aspect est suffisamment grand et le nombre de Reynolds suffisamment petit. Enfin, pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds, ils montrent que l'équation de Reynolds peut être facilement améliorée en introduisant des corrections pour tenir en compte des effets d'inertie aux frontières des cavités.

1.3.2 Le phénomène de cavitation

Dans les contacts lubrifiés, la pression hydrodynamique peut atteindre un pic puis décroître jusqu'à une valeur inférieure à la pression ambiante, comme illustré dans le schéma dans la figure 1.5. Cette chute de pression peut engendrer la rupture du film fluide, communément désigné par le vocable cavitation.

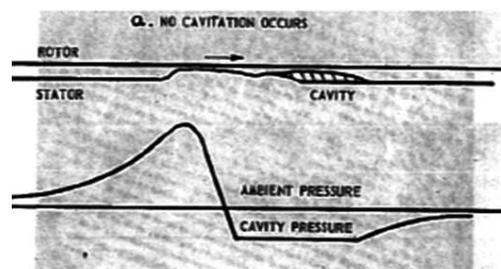


FIGURE 1.5 – Schéma illustrant la rupture du film en présence de texture [1]

S'il y a un phénomène pour lequel les chercheurs sont unanimes à l'égard de son rôle dans la lubri-

fication en présence de textures, c'est bien le phénomène de cavitation. Des observations expérimentales ont montré que ce phénomène apparaît couramment dans de nombreux contacts lubrifiés. La cavitation est un phénomène physique qui se manifeste de plusieurs manières. Son origine peut être attribuée à la formation de poches de vapeur ou de gaz dans les zones où le film fluide subit une dépression [72]. La figure 1.6, présente des exemples de visualisation de la cavitation : à gauche dans un palier lisse [73] et à droite dans un butée à poches [74]. Sur ces figures, on peut distinguer deux zones, une zone active avec un film complet et une zone inactive où le film est rompu. Par conséquent, la prise en compte de ce phénomène dans les modèles théoriques est devenue primordiale pour prédire le comportement des films lubrifiants. La tâche la plus importante dans la modélisation de la cavitation porte sur la recherche précise des frontières de rupture et de reformation du film lubrifiant. Cette tâche devient plus difficile avec la présence de discontinuités dans le film fluide, comme c'est le cas en présence de textures. Au cours des années, plusieurs théories ont été proposées pour modéliser le phénomène de cavitation dans les films minces. Dans cette section, on se propose de les classer en deux catégories : les modèles non conservatifs et les modèles conservatifs. Les modèles non conservatifs comportent les modèles de Gümbel et de Swift-Stieber. Les modèles conservatifs sont généralement inspirés de la théorie JFO (Jakobsson-Floberg-Olsson).

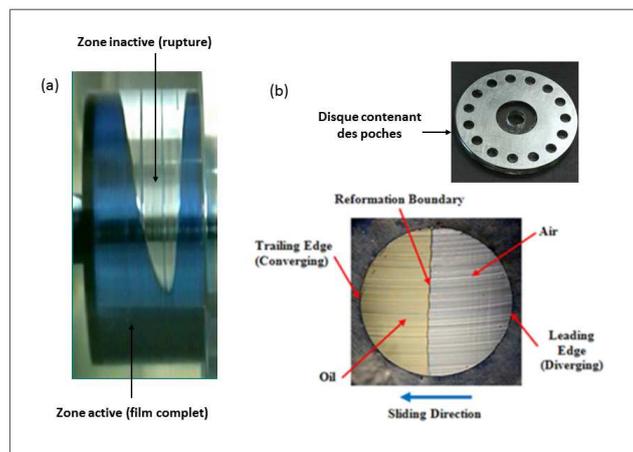


FIGURE 1.6 – Apparition de la cavitation : (a) palier lisse [73] ; (b) butée à poches [65]

modèles non conservatifs

Ces modèles considérés comme rudimentaires apportent des corrections sur le champ de pression obtenu par l'équation de Reynolds en introduisant des conditions de cavitation.

Selon Gümbel [26] le film fluide se rompt lorsque sa pression devient négative, en prenant comme référence la pression atmosphérique et non le zéro absolu. Par conséquent, la solution de l'équation de Reynolds communément appelée solution de Sommerfeld est modifiée pour ne tenir compte que des pressions égales ou supérieures à la pression atmosphérique. L'élimination des pressions en dessous de la pression atmosphérique conduit à un champ de pression représentant la moitié de la solution de

Sommerfeld d'où sa désignation habituelle de condition de Half-Sommerfeld.

Les conditions de Swift-Stieber initialement proposées par Swift [27] et Stieber [28] considèrent que sur la limite de rupture du film lubrifiant, le gradient de pression est nul et la pression est égale à la pression de cavitation. Elles sont souvent désignées dans la littérature par les conditions de Reynolds. Ces conditions prédisent bien la rupture du film, mais elles sont incapables de prédire la frontière de reformation du film lubrifiant. Cependant, pour un certain nombre de problèmes de lubrification hydrodynamique où il n'y a pas de reformation du film dans le contact, le modèle de Swift-Stieber (Reynolds) donne des résultats comparables aux résultats expérimentaux, ce qui a énormément contribué à sa popularité.

Malgré leur implémentation numérique simple et les résultats satisfaisants qu'ils donnent dans la simulation de certaines applications, les chercheurs leur reprochent de violer la condition de conservation de débit dès qu'une frontière de reformation apparaît dans le film. Par conséquent, leur utilisation avec des géométries complexes conduit à des résultats imprécis.

modèles conservatifs

Jakobsson et Floberg [75] et Olsson [76] sont à l'origine d'une théorie qui aujourd'hui porte leurs noms : Jakobsson-Floberg-Olsson (JFO). Dans la théorie de JFO, en présence de cavitation, le film fluide est divisé en deux régions distinctes : la zone active avec un film fluide complet et la zone inactive avec un film discontinu contenant un mélange de liquide et de gaz. Dans la zone active, les pressions positives sont déterminées en résolvant l'équation classique de Reynolds. Dans la zone inactive où se trouve un mélange liquide-gaz, la pression est considérée constante et égale à la pression de cavitation. A la frontière de rupture du film lubrifiant, la condition de Reynolds est conservée par le modèle de JFO. A la frontière de reformation du film fluide, le modèle de JFO applique une nouvelle condition. Grâce à ces deux conditions, la conservation de la masse du lubrifiant est ainsi respectée. Cependant, l'implémentation numérique du modèle JFO conduit parfois à des problèmes d'instabilité, ce qui rend difficile la détermination systématique des zones de cavitation.

En reprenant le modèle de JFO, Elrod [44] présente un algorithme pour lequel une seule forme de l'équation de Reynolds est utilisée, à la fois dans les zones active et inactive du film lubrifiant. Dans cet algorithme, il suppose que le lubrifiant possède une compressibilité finie. Par la suite, il définit une variable adimensionnée (ϑ) qui lie cette compressibilité à la pression et à la masse volumique. Dans la zone active, ϑ représente le rapport de la masse volumique en un point quelconque et la masse volumique à la pression de cavitation ; ainsi, dans cette zone, ϑ est supérieure ou égal à 1. Dans la zone inactive, ϑ représente la portion locale de fluide en un point quelconque, et est ainsi strictement inférieur à 1. Pour assurer la condition de continuité de débit, Elrod intègre un paramètre index. Ce paramètre index est booléen, il est égal à l'unité dans la zone active et nul dans la zone inactive. Son modèle a été repris par de nombreux chercheurs qui lui ont apporté des améliorations et l'ont adapté à de nombreux problèmes de lubrification. Vijayaraghavan et Keith [77], proposent par exemple un modèle avec les différences finies appliqué à un palier. Ils modifient le modèle d'Elrod à travers une méthode qui permet de changer automatiquement le schéma de résolution (centré-décentré), offrant ainsi une meilleure prédiction des

frontières de rupture et de reformation dans la zone de cavitation. Payvar et Salant [78] améliorent la stabilité et la convergence du modèle d'Elrod en utilisant une méthode qui permet de contourner l'utilisation du module de compressibilité et proposent de contrôler les itérations du paramètre index . Hajjam et Bonneau [79] adoptent la version de Payvar et Salant et proposent une formulation par éléments finis pour analyser le comportement des joints à lèvres.

Ces travaux montrent que la cavitation est un phénomène courant qui survient souvent lors de la lubrification en présence de textures. Par conséquent, sa prise en compte dans les modèles théoriques est primordiale. Les travaux menés sur la modélisation de la cavitation montrent qu'un modèle de cavitation conservatif est plus approprié pour une analyse précise du comportement d'un film lubrifiant en présence de textures.

1.3.3 Optimisation de la texturation.

Dans la littérature, un travail considérable est présenté sur la lubrification en présence de textures. La plupart de ces travaux sont orientés vers l'optimisation de la texture. Avec les avancées informatiques et la maîtrise des outils de simulation, les approches numériques se sont banalisées et occupent aujourd'hui un rôle primordial dans l'optimisation de la texture. Dans cette section, on se propose de présenter les travaux essentiels publiés sur ce sujet. Ils seront présentés dans un ordre chronologique.

En 1996, Etsion et Burstein [16] réalisent une étude paramétrique pour analyser le comportement d'une garniture mécanique contenant sur l'une de ses faces des cavités de forme hémisphérique. Ils utilisent un modèle numérique basé sur l'équation de Reynolds couplée avec la condition de Gumbel (Half-Sommerfeld) pour prendre en compte la cavitation. Les auteurs remarquent que le diamètre optimal des motifs dépend fortement des conditions de fonctionnement. Ils montrent aussi qu'une densité de 20% est préférable pour améliorer les performances de la garniture mécanique.

En 1999, Etsion et *al.* [42] proposent une amélioration de ce modèle en utilisant cette fois-ci les conditions de Reynolds pour la cavitation. Les auteurs analysent des calottes sphériques en faisant varier la profondeur jusqu'à ce qu'elles deviennent des hémisphères, c'est-à-dire, la profondeur égale au rayon d'une demi-sphère. Les résultats issus de leur étude paramétrique montrent que les motifs en calotte sphérique sont plus efficaces que les motifs hémisphériques. Ils notent que la densité de texture a peu d'influence sur la pression hydrodynamique. En revanche, le rapport entre la profondeur et le diamètre des calottes sphériques a un effet très significatif et sa valeur optimale dépend des conditions de fonctionnement.

En 2001, Ronen et *al.* [14] analysent l'influence de poches sphériques sur le fonctionnement d'un segment de piston. En termes de densité, les auteurs montrent qu'une valeur comprise entre 5 et 20% permet de réduire la force de frottement d'environ 7%. Ils trouvent qu'une valeur du rapport d'aspect située entre 0.1 et 0.18 est optimale pour réduire les forces de frottement.

En 2003, Brizmer et *al.* [18] réalisent une étude paramétrique pour étudier l'effet de différents paramètres de texturation sur les performances d'une butée hydrodynamique. Durant cette étude, les auteurs analysent deux types de distribution de textures : une distribution locale (texture partielle) et une dis-

tribution totale (texture intégrale). Selon les auteurs, une densité de texturation localisée sur une zone de la surface de contact est plus efficace par rapport à une texture qui couvre l'intégralité de l'interface de contact. Ainsi, ils trouvent une valeur optimale environ égale à 60% de l'aire totale. Par ailleurs, ils montrent que pour un fonctionnement optimal, la profondeur doit avoir environ la même valeur que l'épaisseur moyenne du film.

En 2004, Kilgerman et Etsion [80], utilisent une formulation par éléments finis de l'équation de Reynolds pour analyser l'influence des paramètres de cavités sphériques sur le coefficient de frottement, la pression hydrodynamique et l'épaisseur du film d'une garniture mécanique à gaz. Les résultats obtenus montrent que les valeurs optimales de la densité et du rapport d'aspect varient en fonction des conditions de fonctionnement. À l'aide d'une étude paramétrique, les auteurs trouvent que la densité de texturation qui fait augmenter la pression hydrodynamique doit être contenue entre 10% et 50%. Similairement, ils trouvent que la valeur optimale du rapport d'aspect est située entre 0.01 et 0.03 pour la pression hydrodynamique.

Siripuram et Stephens [81] proposent en 2004 une étude numérique pour investiguer l'effet de plusieurs formes de textures sur les performances hydrodynamique dans une garniture mécanique. Dans cette étude, les auteurs ont analysé des textures positives (aspérités) et négatives (cavités). En imposant une marche de motif constante (5 μ m), ils réalisent une étude paramétrique pour trouver les paramètres optimaux (taille, forme et orientation) de la texture qui réduisent le frottement et la fuite. Les auteurs arrivent à plusieurs conclusions. Tout d'abord, ils trouvent que la force de frottement est insensible à la forme des motifs. En revanche, la fuite est très sensible à la forme et à l'orientation des motifs de texture. Alors, ils montrent que les triangles avec une certaine orientation peuvent avoir un effet très positif qui permet de réduire de manière significative la fuite et le frottement. Ils trouvent que le frottement minimal est obtenu avec une densité de 20% pour les motifs positifs, tandis qu'une densité de 70% est préférable pour les motifs négatifs.

Pour analyser le potentiel de la texture sur le comportement d'un joint en élastomère, Shinkarenko et al [82] réalisent en 2006 une étude numérique. Les auteurs appliquent des textures sphériques sur la partie rigide du joint et réalisent une étude paramétrique en faisant varier les différents paramètres de la texture. En appliquant des densités de texture inférieures à 20%, ils trouvent que la profondeur de la texture est le paramètre le plus influent pour minimiser la force de frottement. Ils trouvent que sa valeur optimale est comprise entre 7 et 10 μ m.

En 2007, Hadinata et al. [7] analysent l'effet de différentes formes de micro-aspérité (triangulaire, carrée, hexagonale et circulaire) sur le comportement élastohydrodynamique d'un joint à lèvres. Ils trouvent que la densité optimale varie en fonction de la forme des aspérités. En outre, la hauteur optimale des micro-aspérités qui minimise le frottement et augmente la pression hydrodynamique est comprise entre 1 et 3 μ m. En plus d'augmenter la charge hydrodynamique et de réduire la force de frottement, les auteurs montrent que les micro-aspérités peuvent minimiser considérablement la fuite. Ce résultat est plus particulièrement observé avec les micro-aspérités de forme triangulaire pour lesquelles ils observent une diminution de la fuite d'environ 2 fois par rapport à un joint à lèvres conventionnel qui initialement fuyait.

En 2008, Nanbu et *al.* [9] s'intéressent à l'influence de la topographie du fond du motif de texture. Ils réalisent pour cela une étude numérique en utilisant un modèle élastohydrodynamique [83] pour investiguer l'influence des différentes formes du fond sur le frottement. Les résultats montrent que les motifs contenant un coin convergent ou tranchant situé en aval par rapport au sens de mouvement a pour conséquence d'augmenter l'épaisseur du film lubrifiant. Les auteurs observent aussi que, quand la texture est appliquée sur la surface mobile, une augmentation supplémentaire de l'épaisseur du film est obtenue. Cependant, il est important de noter que le modèle utilisé dans cette étude ne tient pas compte des effets de cavitation.

En 2010, Yu et *al.* [12] essaient d'expliquer les résultats expérimentaux obtenus dans leurs travaux de 2004 [84] où ils ont montré que la forme elliptique placée avec son axe majeur perpendiculaire à la direction du mouvement peut augmenter la pression hydrodynamique d'environ 26% par rapport à une forme circulaire. De même, ils trouvent que les triangles placés de manière à ce que leurs sommets soient en amont par rapport au sens de glissement permettent d'augmenter considérablement la pression hydrodynamique. Toutefois, le triangle donne des résultats inférieurs à ceux obtenus avec les ellipses. Pour cela, ils proposent d'étudier numériquement l'influence de trois formes de textures, circulaire, elliptique, et triangulaire en faisant varier leur orientation par rapport au sens du mouvement. Pour se concentrer uniquement sur la forme et l'orientation des textures, ils maintiennent la même densité et la même profondeur pour toutes les formes. Les auteurs arrivent aux mêmes conclusions que celles trouvées dans leurs travaux précédents [84].

Pour optimiser la texture rectangulaire (carré) appliquée sur un patin à face inclinée, Dobrica et *al.* [17] réalisent en 2010 une étude paramétrique avec l'équation de Reynolds couplée à un modèle de cavitation conservatif. Tout d'abord, ils trouvent que pour générer une portance optimale, la zone texturée doit être placée à l'entrée du patin. D'autre part, ils montrent qu'une texturation partielle est plus efficace qu'une texturation intégrale, comme dans [18]. De plus, les auteurs trouvent que la densité optimale de la texture partielle correspond au cas extrême pour lequel la texture devient une poche (c'est-à-dire, une densité de 100%). Afin d'optimiser les autres paramètres (la profondeur de motif, la longueur et largeur relative de la zone de texture), ils réalisent plusieurs simulations avec différents angles d'inclinaison du patin. Ces résultats leur permettent de proposer un graphe qui donne les différents paramètres optimaux en fonction de l'inclinaison du patin.

Afin de réduire les forces de frottement en lubrification hydrodynamique, Ma et *al.* [11] proposent en 2011 un modèle mathématique qui permet d'optimiser la conception des poches sphériques en fonction des conditions de fonctionnement. En utilisant un modèle de lubrification hydrodynamique, les auteurs établissent des lois d'influence des différents paramètres géométriques (profondeur, diamètre et densité) de la poche sphérique. Ils trouvent que quand la vitesse augmente et que la charge diminue, la profondeur optimale augmente tandis que le diamètre optimal diminue. Par ailleurs, les auteurs observent que la densité optimale est indépendante des autres paramètres et trouvent que sa valeur est environ égale à 76%. Cependant, il est important de noter que dans cette étude les auteurs se sont limités à des charges très faibles.

En 2012, Qiu et *al.* [85] optimisent six formes de texture pour améliorer la pression hydrodynamique

dans une garniture à gaz. Ils trouvent que la densité optimale est située entre 10 et 35%, tandis que le rapport de forme optimal est compris entre 0,001 et 0,1. Après une comparaison entre les différentes formes optimisées, ils observent que la forme elliptique produit une pression hydrodynamique d'environ 4,5% supérieure à celle obtenue avec les autres formes de texture.

En 2013, Gherca et *al.* [19] considèrent une configuration unidimensionnelle de butée à faces parallèle pour étudier l'influence de la géométrie de texture sur les performances hydrodynamiques. Les auteurs observent une forte dépendance entre les différents paramètres géométriques de la texture, notamment entre le nombre de motifs et la profondeur des textures. Ils notent que la pression hydrodynamique avec un faible nombre de motifs augmente pour de faibles profondeurs de motifs. En revanche, un grand nombre de motifs se trouve efficace avec des profondeurs de textures plus importantes. En termes de densité de texture, ils trouvent qu'une augmentation de celle-ci améliore les performances de la butée hydrodynamique. Enfin, ils notent que la forme des motifs de texture a une faible influence sur la génération de la pression hémodynamique.

En 2014, Meng et *al.* [13] essaient de réduire les fuites dans une garniture mécanique en utilisant une surface texturée. Pour cela, ils réalisent une étude paramétrique pour analyser l'influence de la géométrie et de l'orientation de quatre formes de textures (rectangulaire, triangulaire, elliptique et losange) sur l'écoulement du fluide à l'interface de contact. Les résultats montrent que l'écoulement du fluide exhibe une forte dépendance à l'orientation des motifs de texture, ce qui permet d'obtenir un débit de fuite nul, en ajustant l'angle des motifs. Ils trouvent en particulier que les motifs orientés avec un angle compris entre 35 et 45° par rapport à la direction circonférentielle et ayant un ratio profondeur/épaisseur de film situé entre 1,5 et 2 diminuent considérablement la fuite.

Les travaux présentés dans cette partie montrent l'effort considérable qui a été consacré à l'étude théorique de la lubrification en présence de texture. L'efficacité des textures est attribuée à sa capacité à augmenter la pression hydrodynamique dans le contact. Cette augmentation de pression a pour conséquence d'augmenter l'épaisseur du film et donc de diminuer les forces de frottement. Le phénomène de cavitation est généralement considéré comme le mécanisme responsable de l'augmentation de la pression hydrodynamique. Un autre effet positif de la texture réside dans sa capacité à contrôler l'écoulement du lubrifiant à l'interface de contact. Ce mécanisme est très intéressant pour les applications telles que les garnitures mécaniques ou les joints à lèvres, qui doivent assurer une étanchéité lors de leur fonctionnement. La plupart des travaux présentés ont proposé d'optimiser la texture. Cependant, les configurations optimales retenues sont très différentes et parfois contradictoires, ce qui rend la systématisation de la texturation très complexe.

1.4 Études expérimentales de la lubrification en présence de textures.

Les conditions de fonctionnement dans de nombreuses applications tribologiques deviennent de plus en plus sévères ce qui impose aux composants de travailler sous différents régimes de lubrification. Les publications qui prouvent l'intérêt de la texturation en lubrification ne se sont pas limitées au régime hydrodynamique. En effet, la texturation de surface se voit aussi impliquée dans de nombreuses études qui s'intéressent aux différents régimes de lubrification. Dans cette partie du mémoire, je propose de présenter les différentes études expérimentales réalisées avec des surfaces texturées. Elles seront classées selon le régime de lubrification étudié. Mais avant d'entamer cette revue bibliographique, il est utile de donner une brève description des différents régimes de lubrification. Il est commode de présenter les différents régimes de lubrification à l'aide de la courbe présentant la variation du coefficient de frottement en fonction d'un paramètre adimensionné qui met en jeu les paramètres usuels de la lubrification. Cette courbe est obtenue pour la première fois par Richard Stribeck (1861-1950) [86] et elle porte aujourd'hui son nom. Sur cette courbe (figure 1.7), on distingue trois régimes de lubrification :

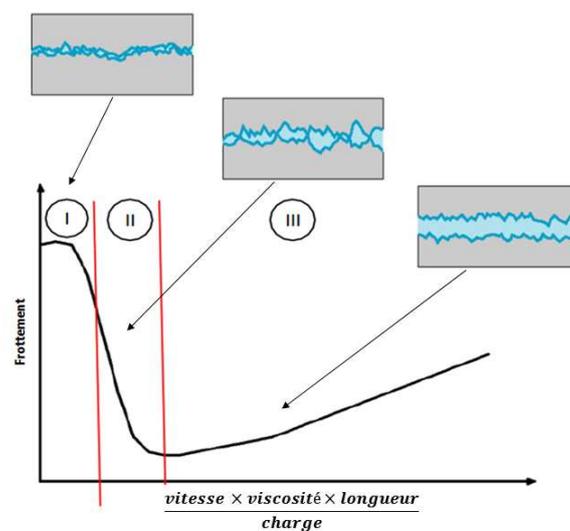


FIGURE 1.7 – Courbe de Stribeck

(Zone I) Régime limite : il correspond au cas de fonctionnement le plus sévère pour lequel la charge normale est totalement supportée par le contact entre les aspérités des surfaces et ceci malgré la présence de lubrifiant.

(Zone II) Régime mixte : il correspond au régime pour lequel les conditions de fonctionnement autorisent la création d'une portance hydrodynamique partielle. Ainsi, la charge normale est supportée à la fois par les aspérités et le film lubrifiant.

(Zone III) Régime hydrodynamique : il correspond au régime pour lequel la charge normale est entièrement supportée par la portance hydrodynamique créée dans le film fluide. Il n'y a donc plus de contact des aspérités.

1.4.1 La texturation en régime de lubrification limite.

La lubrification limite est caractérisée par une forte interaction entre les aspérités des surfaces et par une faible présence de lubrifiant. Dans ce régime, la charge est essentiellement supportée par le contact entre les solides, ce qui accentue le phénomène d'usure. La sévérité de ce régime fait de lui un régime indésirable pour le fonctionnement des systèmes mécaniques. Malheureusement, ce régime est inévitable et souvent rencontré pendant les phases d'arrêt et de démarrage des applications. Par conséquent, réduire l'usure dans ce régime présente un défi et un intérêt d'une grande importance.

Tian et al. sont parmi les premiers à avoir étudié la lubrification limite en présence de textures. Ils réalisent en 1989 une étude expérimentale [87] avec des surfaces en titane contenant des ondulations ou des micro-rainures. Ils observent une baisse du coefficient de frottement lorsque les surfaces sont texturées. Les auteurs expliquent ce résultat par la présence des rainures qui jouent un rôle important pour emprisonner les débris, ce qui limite ainsi l'usure abrasive.

Après avoir démontré expérimentalement l'effet bénéfique de la texture sur les performances d'une garniture mécanique [40], Ryk et al. [88] analysent en 2002 les performances de segments de piston texturés par laser. Les résultats montrent une fois de plus le rôle important que peut jouer la texture dans la lubrification hydrodynamique. Cependant, les auteurs remarquent un comportement inattendu dans les cas faiblement lubrifiés. En effet, ils observent qu'en régime limite les textures avec des profondeurs importantes conduisent à une forte augmentation des forces de frottement.

En 2003, Wakuda et al. [5] réalisent un test de type pion/disque pour étudier l'effet de la texture sur le coefficient de frottement dans un contact céramique/acier. Les auteurs montrent que la géométrie des textures a peu d'influence sur le coefficient de frottement. En revanche, ils soulignent que ce dernier dépend fortement de la taille et de la densité des textures. Ainsi, ils trouvent qu'une densité de texturation entre 5 et 20% pour des cavités dont la taille est d'environ 100µm diminue le coefficient de frottement.

En 2004, Pettersson et Jacobson [89] s'intéressent à l'effet de la taille et de l'orientation des motifs de texture sur le frottement en lubrification limite. Ils constatent que des rainures disposés perpendiculairement à la direction de mouvement ou des carrés de petite taille réduisent significativement l'usure par frottement.

Kovalchenko et al. [90] utilisent en 2011 le même type de test pour étudier l'influence de la texturation sur la transition entre les différents régimes de lubrification. Ils trouvent que les faibles densités de texture accélèrent les transitions du régime de lubrification limite vers le régime mixte, puis vers la lubrification hydrodynamique.

En 2007, Andersson et al. [91] présentent une étude expérimentale réalisée avec deux types de textures : Une texture couvrant une faible densité (8%) de surface et d'une profondeur d'environ 30 µm

et une texture de plus grande densité surfacique (30%) mais de profondeur moins importante ($\approx 10\mu\text{m}$). Les expériences sont réalisées sur un contact bille/plan animé d'un mouvement alternatif linéaire. Les résultats de cette étude révèlent que la texture présentant une faible densité et une grande profondeur améliore significativement les propriétés de frottement. En effet, cette texturation permet une meilleure alimentation en lubrifiant du contact.

La texturation ne garantit pas toujours des effets positifs. En effet, en 2009, Gahr et *al.* [92] observent pendant des tests réalisés sur un tribomètre de type pion-disque que des textures sous forme de rainures croisées augmentent le coefficient de frottement qui peut devenir plus important que celui obtenu avec des surfaces lisses. Ils constatent que l'intensité de frottement augmente avec des rainures plus larges et plus profondes.

La même année, Vilhena et *al.* [93] soulignent que, dans le cas d'un contact sphère/plan, si le diamètre des poches dépasse la largeur de contact, le frottement augmente de manière significative. Pour un contact plan/plan, ils trouvent qu'avec des vitesses élevées, les grandes densités de texturation augmentent le frottement et ne donnent aucun effet positif.

En 2011, Kovalchenko et *al.* [90] remarquent que dans le cas d'un contact non conforme, les textures engendrent une usure importante au point de changer la géométrie du contact. Une année plus tard, Koszela et *al.* [94] constatent que certaines configurations de texturation conduisent à une augmentation de l'usure d'environ 30%.

En régime de lubrification limite, deux mécanismes décrivent le fonctionnement d'une surface texturée. Le premier est lié à sa capacité à emprisonner les débris qui résultent de l'usure. Le second consiste à assister la lubrification du contact en l'alimentant avec le fluide qui se trouve emprisonné dans les cavités. Ces deux mécanismes dépendent fortement de la taille des motifs et semblent ne pas être toujours efficaces dans la lubrification en régime limite.

1.4.2 La texturation en régime de lubrification mixte.

Lorsque le film fluide n'est pas suffisamment épais, les rugosités des surfaces peuvent entrer en contact et supporter alors partiellement la charge. On parle de lubrification mixte. Les caractéristiques des interactions entre aspérités dépendent fortement de l'état initial des surfaces, du lubrifiant utilisé et de la charge à supporter. Cependant, elles sont souvent considérées comme des contacts élastiques.

En 1992, Akamatsu et *al.* [95] étudient l'effet des micro-cavités sur la fatigue d'un contact de roulement travaillant en régime de lubrification mixte ou limite. Les tests qu'ils ont réalisés en laboratoire montrent que la durée de vie du rouleau cylindrique est nettement améliorée avec les micro-cavités. En 1997, Zhai et *al.* [96] discutent ces résultats et soulignent que l'augmentation de la durée de vie est probablement due aux micro-cavités qui jouent le rôle de micro-réservoirs. Ces derniers améliorent la distribution du lubrifiant dans la zone de contact et réduisent ainsi les forces de traction entre les aspérités.

En 2001, Wang et *al.* [97] s'intéressent à l'effet de la texture sur la charge critique pour laquelle la transition du régime hydrodynamique au régime mixte survient. Ils réalisent des tests sur une butée à face

parallèle composée de deux surfaces en carbure de silicium (SiC) et lubrifiée avec de l'eau. Les textures analysées, obtenues par laser, ont une forme de calotte sphérique. En testant des motifs de 150 μ m de diamètre, de 8 à 10 μ m de profondeur et dont la densité surfacique varie entre 2,8% et 22,5%, ils trouvent qu'il existe une densité optimale pour laquelle la charge critique est plus élevée. Dans leur cas, la densité optimale correspond à la densité testée la plus faible (2,8 %), qui permet d'augmenter la charge critique d'environ 20% par rapport aux surfaces sans texture. Un an plus tard, les mêmes auteurs réalisent une étude similaire [98], mais avec des textures en forme de cavités cylindriques. Ils analysent aussi l'effet de cette texture sur une garniture mécanique composée de surfaces en carbure de silicium (SiC). Les résultats issus de cette étude montrent que pour une garniture mécanique, la densité optimale est environ deux fois plus grande que celle observée sur la butée hydrodynamique, soit environ 5% de la surface de contact.

En 2004, Uehara *et al.* [99] étudient l'influence de cavités sphériques dans un contact non-conforme lubrifié avec de l'huile. En maintenant la profondeur constante et en faisant varier la densité et le diamètre des motifs de texture, les auteurs trouvent qu'en régime de lubrification mixte, la texture peut avoir aussi bien un effet positif qu'un effet négatif. Cet effet dépend fortement de la taille et de la densité des motifs de texture, mais aussi des conditions de fonctionnement. L'effet positif provient de la capacité des cavités à agir comme des micro-réservoirs d'huile pour assister la lubrification à l'interface de contact. L'effet négatif est observé avec des textures trop denses et/ou trop larges. Une texture trop dense conduit à une augmentation de la pression de contact en raison de la diminution significative de l'aire de contact. De plus, des motifs trop larges tendent à absorber le lubrifiant en dehors du contact. Finalement les auteurs montrent que dans leur cas, une densité de texture de 15% avec des motifs d'environ 40 μ m de diamètre permet de réduire d'une dizaine de pourcent le coefficient de frottement.

En 2007, Krupka et Harlt [100] utilisent un tribomètre de type bille sur disque pour étudier l'influence de la profondeur de microcavités sur la formation du film fluide en régime élastohydrodynamique. Les micro-cavités sont réalisées sur la bille avec un indenteur Rockwell. Les mesures d'épaisseur de film montrent qu'un effet significatif des micro-cavités n'apparaît que dans le cas où la vitesse du disque est supérieure à celle de la bille texturée. D'autre part, les auteurs notent que les textures moins profondes (profondeur inférieure à un micromètre) sont plus efficaces pour augmenter l'épaisseur du film fluide.

En 2009, Galda *et al.* [101] examinent l'effet de la géométrie des motifs de texture sur la transition du régime de lubrification mixte vers le régime hydrodynamique. Ils utilisent un banc d'essai de type segment /chemise lubrifié avec de l'huile sur lequel ils testent deux formes de texture : sphérique et ogivale. En faisant varier la densité de texturation et le rapport d'aspect, ils mesurent, pour une charge constante le coefficient de frottement sur une plage de vitesse. Ils observent que la forme et la densité de texture sont les deux paramètres qui influencent le plus le changement de régime de lubrification. Ils trouvent que les densités inférieures à 20% conduisent à une transition rapide vers le régime de lubrification hydrodynamique. De plus, les textures en forme d'ogive pointée dans le sens opposé à la vitesse de glissement donnent des résultats plus satisfaisants.

En 2010, Suh *et al.* [8] réalisent des stries croisées sur la face d'un pion en acier qu'ils testent sur un banc d'essai de type pion-disque. Cette étude montre que l'angle des stries permet de modifier

efficacement le niveau de frottement. En outre, ils montrent que le coefficient de frottement diminue avec les faibles valeurs du rapport d'aspect.

À l'aide d'un procédé de micro-moulage Ramech et *al.* [102] réalisent en 2013 des textures de forme cylindrique et carrée sur des échantillons en acier inoxydable. En utilisant un tribomètre de type pion-disque, ils étudient l'influence des différentes caractéristiques de textures (densité, largeur et profondeur) sur le coefficient de frottement. Ils trouvent que la forme des textures ne semble pas avoir un effet important sur la force de frottement. En revanche, ils remarquent que la force de frottement est fortement influencée par la densité de texture et la largeur des motifs de texture. Ils trouvent que les textures ayant une densité de recouvrement comprise entre 20 et 30%, une largeur située entre 100 et 200 μm et une profondeur d'environ 105 μm , réduisent le coefficient de frottement d'environ 80% par rapport à des surfaces non texturées.

Dans une étude publiée récemment (2015), Ali et *al.* [103] proposent d'investiguer le comportement des micro-cavités rectangulaires disposées transversalement dans un contact bille-disque. Ils réalisent des expériences sur un tribomètre équipé d'une caméra interférométrique rapide et d'un capteur de couple de frottement. Les mesures d'épaisseur de film et de coefficient de frottement ont révélé que, dans tous les cas testés, les surfaces texturées conduisent à de meilleures performances que les surfaces lisses (sans textures). Les auteurs attribuent cet effet positif aux micro-réservoirs d'huile constitués par les cavités. De plus, ils soulignent que les textures permettent aussi de réduire l'aire de contact et de diminuer ainsi les interactions entre les aspérités.

Globalement, l'utilisation de surfaces texturées permet de réduire le frottement et de diminuer l'usure dans les contacts fonctionnant en régime de lubrification mixte. Les travaux présentés dans cette partie montrent qu'un effet bénéfique est obtenu dès lors que les textures peuvent fonctionner comme des micro-réservoirs assurant une meilleure lubrification du contact. D'autre part, les textures permettent de réduire le nombre d'aspérités en interaction en régime de lubrification mixte et minimiser ainsi le frottement induit.

1.4.3 La texturation en régime de lubrification hydrodynamique.

En régime de lubrification hydrodynamique, la charge normale est entièrement supportée par le film fluide. Par conséquent, dans ce régime les aspérités n'entrent plus en contact, ce qui assure un niveau de frottement et d'usure très bas. C'est la raison pour laquelle le régime hydrodynamique est fortement recommandé pour le fonctionnement des composants lubrifiés. L'optimisation du régime hydrodynamique présente donc un intérêt majeur pour la communauté des tribologues, qui a vite pris conscience des gains en termes d'énergie et de maintenance que pourrait engendrer le fonctionnement en régime de lubrification hydrodynamique.

Historiquement, les travaux expérimentaux portant sur le rôle de la texturation d'une surface en régime de lubrification hydrodynamique ont débuté au milieu des années 1960 avec les travaux d'Hamilton et *al.* [1]. Ils réalisent en 1966 une étude expérimentale qui consiste à analyser le comportement d'une garniture mécanique contenant sur l'une de ses surfaces des micro-aspérités artificielles de forme

cylindrique. Les auteurs constatent que la présence de textures permet de générer une pression hydrodynamique. Leurs observations leur permettent de montrer que la capacité d'une texture à générer de la pression hydrodynamique est fortement liée à l'apparition du phénomène de cavitation. Anno et al. [2] poursuivent les travaux d'Hamilton et publient en 1968 une étude dans laquelle ils analysent l'effet des micro-aspérités présentant des sommets inclinés (comparables à des blochets). Ils trouvent que cette caractéristique géométrique améliore la génération de pression hydrodynamique. L'année suivante, les mêmes auteurs comparent l'effet d'une texture négative (micro-cavités) à celui d'une texture positive (micro-aspérités) [3]. Ils montrent que les micro-cavités génèrent une pression hydrodynamique similaire à celle observée avec les micro-aspérités. Cependant, les micro-cavités réduisent de manière considérable le débit de fuite. Après les années 1960, la thématique a été abandonnée pendant environ 30 ans. Le sujet est réanimé au milieu des années 1990 grâce, notamment, aux travaux réalisés par Etsion et son équipe.

En 1997, Etsion et al. [40] publient une étude expérimentale réalisée sur une garniture mécanique texturée. Les auteurs, utilisent l'ablation par laser pour réaliser sur l'une des faces de la garniture mécanique des cavités de forme sphérique. Ces cavités ont un diamètre de 90 μm , une profondeur qui varie entre 2 et 20 μm et couvrent environ 25% de l'interface de contact. Les résultats issus de cette étude montrent que les surfaces texturées peuvent améliorer la pression hydrodynamique et augmenter l'épaisseur de film fluide par rapport à des surfaces non texturées. Deux ans plus tard, les mêmes auteurs examinent des garnitures mécaniques texturées et non texturées [42]. Après 100 heures de fonctionnement, les faces des garnitures mécaniques sont analysées au microscope. Les auteurs indiquent que toutes les garnitures non texturées présentent des rayures et des signes d'usure tandis que les faces des garnitures texturées apparaissent comme à l'état neuf. En 2002, Etsion et Halperin montrent l'effet bénéfique de la texture sur l'augmentation de la pression hydrostatique [104]. Ils réalisent une campagne d'essais sur une garniture mécanique texturée. Les auteurs soulignent qu'une texturation partielle serait plus efficace qu'une texturation intégrale de la surface. Ils trouvent ainsi qu'une texture avec une densité de 55% répartie sur 66% de la largeur située près du rayon externe de la garniture mécanique, permet de réduire considérablement la température et le coefficient de frottement.

Après le succès rencontré par l'équipe d'Etsion, de nombreuses études expérimentales sur la lubrification hydrodynamique en présence de textures sont publiées. La plupart de ces travaux expérimentaux visent à optimiser les caractéristiques de la texturation pour améliorer les performances de la lubrification hydrodynamique.

En 2002, Yu et al. [105] analysent les caractéristiques d'une garniture mécanique texturée par laser. Ils trouvent que des cavités sphériques couvrant 20% de la surface et présentant un rapport d'aspect de 0,27 permettent de réduire le coefficient de frottement d'un facteur compris entre 2 et 3 par rapport à une garniture non texturée.

En 2003, Wang et al. [106] examinent la capacité de charge d'une butée hydrodynamique constituée de deux faces en carbure de silicium (SiC) lubrifiées avec de l'eau. En appliquant des textures de forme cylindrique sur l'une des faces, les auteurs souhaitent trouver une configuration qui maximise la génération de pression hydrodynamique. Les résultats montrent qu'une densité de texture de 5 % et un rapport d'aspect de 0,009 permettent d'augmenter d'environ deux fois et demi la capacité de charge par rapport

à des surfaces sans textures.

En 2004, Stephens *et al.* [107] réalisent des micro-aspérités de forme hexagonale sur la surface d'une butée hydrodynamique. Une série de tests tribologiques réalisés avec la butée hydrodynamique immergée dans un bain d'huile, indique que la présence des micro-aspérités diminue le coefficient de frottement de 14 à 22% par rapport à une surface lisse. Dans leur cas, une densité surfacique de 59% et un rapport d'aspect situé entre 0,006 et 0,025 conduisent aux meilleurs résultats.

Costa et Hutchings [108] étudient en 2007 des contacts linéiques texturés soumis à de fortes charges en régime de lubrification hydrodynamique. Ils utilisent la gravure chimique pour obtenir des rainures, des poches circulaires et des chevrons. Leur étude leur permet de montrer que chaque forme de texture peut être optimisée afin d'augmenter l'épaisseur de film. Parmi les trois formes analysées, ils trouvent que les chevrons pointant dans la direction de glissement donnent toujours les épaisseurs de film les plus importantes. L'épaisseur maximale de film est observée avec des chevrons ayant une densité surfacique de 6% et un rapport d'aspect d'environ 0,07.

En 2010, Yan *et al.* [10] appliquent une attaque électrolytique pour réaliser des cavités circulaires avec différentes densités, profondeurs et diamètres sur la face d'un anneau en fonte. Afin d'évaluer la signification des différents paramètres de texture, ils réalisent des tests de frottement d'anneaux texturés contre des anneaux lisses en fonte, immergés dans un bain d'huile pour deux pressions de contact (0,2 et 1 MPa) et deux vitesses de glissement (0,1 et 0,5 m/s). Ils trouvent qu'une texture ayant une densité de 5% et un rapport d'aspect compris entre 0,025 et 0,1 permet de réduire le coefficient de frottement de 43% à 77% par rapport à des surfaces lisses. De plus, ils notent que la densité de texture est le paramètre qui a le plus d'influence sur le coefficient de frottement alors que le rapport d'aspect ne vient qu'en deuxième position.

Pour réduire la fuite dans un joint à lèvres, Jia *et al.* [109] proposent en 2011 d'étudier l'effet de rainures appliquées sur l'arbre d'un joint à lèvres. En utilisant l'ablation par laser, ils réalisent des rainures avec différentes densités et profondeurs et orientées suivant différents angles sur l'arbre. Les résultats montrent que les rainures créent un pompage dont l'effet augmente avec la vitesse de rotation. L'amplitude de pompage augmente avec la densité et la profondeur des rainures tandis qu'elle diminue avec l'angle des rainures.

En 2013, Shen et Khonsari [15] s'intéressent à la forme du profil du fond de cavités circulaires. Pour cela, ils réalisent une étude expérimentale avec une butée hydrodynamique texturée par des motifs circulaires. Ils comparent trois types de profil : carré (fond plat), triangle oblique (fond incliné) et triangle isocèle (fond à double pentes) dont ils analysent l'impact sur la génération de la pression hydrodynamique et sur le couple de frottement. Ils trouvent que pour des cavités de grandes dimensions (environ 6 mm de diamètre), le profil interne des motifs a une influence significative sur la capacité de charge tandis que le couple de frottement est quasiment insensible au type de profil. Les cavités cylindriques sont les plus efficaces pour générer une pression hydrodynamique.

Plus récemment, une étude réalisée par Xie *et al.* [110] sur une garniture mécanique montre que les triangles présentent des propriétés intéressantes du fait de leurs formes anguleuses. Ils trouvent que les triangles pointant dans le sens opposé à la vitesse de glissement manifestent un potentiel important pour

améliorer la génération de pression hydrodynamique et réduire le coefficient de frottement.

En régime de lubrification hydrodynamique, l'effet positif de la texture est attribué à sa capacité d'augmenter la pression hydrodynamique dans le contact. L'augmentation de la pression hydrodynamique se traduit par une augmentation de l'épaisseur moyenne du film fluide aidant ainsi à la séparation des faces de frottement, ce qui va éliminer le contact entre les aspérités des faces. Le phénomène de cavitation (rupture du film) est souvent désigné comme le mécanisme responsable de l'augmentation de la charge hydrodynamique dans le contact. Un autre effet positif de la texture provient de sa capacité à contrôler l'écoulement du fluide dans le contact. Ce mécanisme est plus particulièrement observé avec des formes de textures orientées et il présente une propriété intéressante pour les applications dans des organes d'étanchéité.

1.4.4 Conclusion sur les tests

Les travaux expérimentaux présentés dans cette partie offrent un aperçu général sur les effets de la texturation de surface dans les différents régimes de lubrification. L'emploi de surfaces avec des géométries microscopiques contrôlées semble être une approche efficace pour l'amélioration des performances des contacts lubrifiés. Suivant le régime de lubrification, la texture peut fonctionner avec différents mécanismes : En régime limite, la texture permet d'emprisonner les débris qui résultent de l'usure. En régime mixte, la texture permet d'assister la lubrification du contact en l'alimentant avec le fluide qui se trouve dans les cavités. En régime hydrodynamique, la texture permet d'augmenter la pression hydrodynamique dans le film fluide. Cependant, le bon fonctionnement d'une texture dépend de ces paramètres géométriques et un choix non approprié de ces paramètres peut conduire à un comportement défavorable [94]. Dans les études expérimentales présentées ici, un travail considérable a été effectué pour déterminer la taille et la géométrie de textures qui améliorent les performances tribologiques. Le tableau 1.1 présente un résumé de quelques valeurs des paramètres proposées dans les études expérimentales que nous avons présentées. Tout d'abord on peut constater sur ce tableau que, les textures avec des motifs circulaires (cavité cylindrique, cavité sphérique...) sont les plus étudiées dans la littérature. Ceci est dû à leurs formes simples, qui posent moins de problèmes à l'usinage. Pour les tailles des motifs de texture, le rapport d'aspect (w^2) varie entre 0,009-1,05 tandis que la densité de texturation (δ^3) varie entre 2.8 et 30% (à l'exception des aspérités hexagonales de [107]). Ces plages de valeurs sont très larges et il est difficile d'en tirer des conclusions générales. Par ailleurs, déterminer expérimentalement les caractéristiques géométriques de la texture est une tâche très coûteuse et inefficace. C'est la raison pour laquelle l'étude expérimentale proposée dans cette thèse est précédée d'une étude numérique.

2. Rapport entre la profondeur et sa largeur des motifs de texture

3. fraction de surface occupée par les motifs de texture

Référence	Forme	Taille préférable	Lubrification	Observation
[5]	Cavité cylindrique	$\delta = 5 - 20\%$	limite	frottement \
[91]	Cavité sphérique	$\delta = 8\%$	limite	frottement \
[97]	Cavité sphérique	$\delta = 2,8\%$	mixte	pres - hydro ↑ frottement \
[98]	Cavité cylindrique	$\delta = 5\%$ $w = 0,015$	mixte	pres-hydro ↑
[99]	Cavité sphérique	$\delta = 15\%$	mixte	frottement \
[101]	Cavité sphérique Cavité ogive	$\delta = 20\%, w = 0,034$ $\delta = 20\%, w = 0,066$	mixte	frottement \
[102]	Cavité cylindrique	$\delta = 20 - 30\%$ $w = 0,525 - 1,05$	mixte	frottement \
[105]	Cavité sphérique	$\delta = 20\%$ $w = 0,27$	hydrodynamique	frottement \
[106]	Cavité cylindrique	$\delta = 5\%$ $w = 0,009$	hydrodynamique	pres-hydro ↑
[107]	Aspérité hexagonale	$\delta = 59\%$ $w = 0,006 - 0,025$	hydrodynamique	frottement \
[108]	rainure chevron circulaire	$\delta = 6\%$ $w = 0,07$	hydrodynamique	film-fluide \
[10]	Cavité sphérique	$\delta = 5\%$ $w = 0,05 - 0,5$	hydrodynamique	frottement \

TABLE 1.1 – Résumé de différentes tailles proposées dans la littérature de l'étude expérimentale

Différentes techniques ont été utilisées par les chercheurs afin de fabriquer les textures. Les caractéristiques géométriques d'une texture dépendent forcément de la technologie employée pour leur fabrication. Il est, par conséquent, intéressant de présenter les différentes techniques disponibles pour la création de textures.

1.5 Méthodes de fabrication des textures.

Dans les applications tribologiques, les surfaces doivent assurer une certaine tenue à l'usure et à la corrosion. Par ailleurs, l'aspect financier représente aussi une contrainte non négligeable. Par conséquent, le choix de la méthode de fabrication est une étape cruciale. Les technologies de texturation sont nombreuses et il est commode de pouvoir les classer suivant un critère discriminant. Bruzzone et *al.* [111] proposent une classification suivant l'origine physique de la création du motif. Le même critère a récemment été repris par Coblas et *al.* [112] pour présenter une revue bibliographique très riche sur les méthodes de fabrication des textures. Dans une autre étude, Geissler et *al.* [113] préfèrent lister les technologies de fabrication selon la méthode de génération du motif et sa réplique. Cette classification leur a permis d'identifier les inconvénients liés à chaque technologie. Dans cette partie, nous nous proposons de classer les technologies de texturation suivant l'utilisation ou non d'un masque protecteur durant le

procédé de fabrication.

1.5.1 Texturation sans masque protecteur.

Technique par faisceau laser.

La texturation par faisceau laser consiste à retirer la matière d'une surface par effet photochimique suite à une exposition à des tirs laser. La qualité de cette technique dépend de trois paramètres essentiels : la puissance du faisceau laser, la fréquence et la durée des tirs. Cette méthode est la plus communément utilisée dans les applications tribologiques [40, 105, 90, 15], dû à sa grande précision notamment. Cependant, cette méthode présente des inconvénients. Wang et *al.* [97] observent la formation de fissures dont la longueur peut atteindre environ 400 μm autour des cavités qu'ils ont réalisées sur un disque en SiC (figure 1.8). Selon les auteurs, ces fissures entraînent une diminution de la dureté dans la zone affectée. De plus, cette méthode est relativement coûteuse. Pour optimiser le temps de texturation, un faisceau laser peut être séparé en plusieurs faisceaux pour réaliser simultanément plusieurs motifs de texture. On parle alors de la texturation par laser avec interférences.

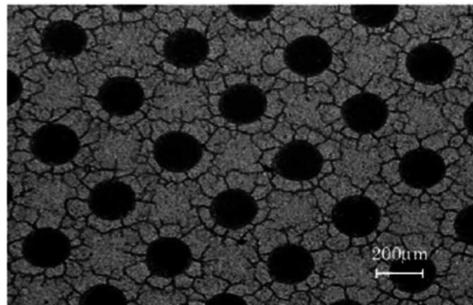


FIGURE 1.8 – Texture obtenue par laser sur un disque en SiC [97]

Technique par micro-usinage.

Le micro-usinage est l'adaptation à l'échelle microscopique de l'usinage, qui est un procédé industriel de mise en forme par enlèvement de matière. Dans ce procédé, les outils de coupe utilisés ont une taille inférieure au millimètre, mais le principe de réalisation reste globalement similaire à l'usinage macroscopique. On peut citer par exemple le micro-fraisage. Celle-ci a été utilisée par Nakano et *al.* [114] pour réaliser des rainures de 500 μm de largeur et 50 μm de profondeur afin d'étudier les propriétés de frottement de la fonte en présence de textures (figure 1.9). Les problèmes rencontrés dans cette méthode sont généralement liés à la faible robustesse des outils de coupe. Ils sont souvent confrontés à des ruptures prématurées, ce qui n'assure pas une bonne reproductibilité des états de surfaces [115].

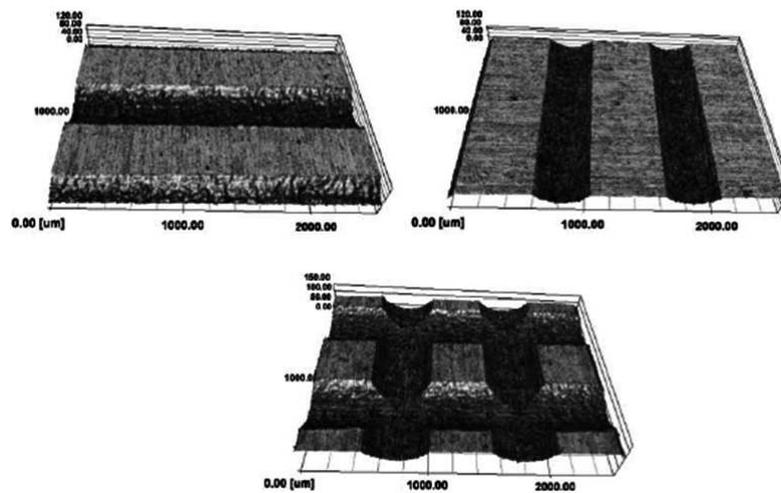


FIGURE 1.9 – Images microscopiques des surfaces texturées par micro-fraisage [114]

Technique par indentation mécanique.

L'indentation mécanique est un procédé qui consiste à appliquer une charge sur la surface d'un matériau à l'aide d'un indenteur. Le matériau sollicité va alors subir une déformation élasto-plastique et prendra ainsi la forme de la pointe de l'indenteur. À l'origine, l'indentation mécanique est destinée à mesurer la dureté des matériaux. Il existe plusieurs types d'indenteur : Vickers, Brinell, Knoop et Rockwell. Dans le cas de la texturation, la phase d'indentation de la surface est souvent suivie par une phase de polissage pour enlever les bourrelets formés autour des motifs par l'indenteur. Krupka et *al.* [100] utilisent un indenteur Rockwell pour réaliser des cavités sphériques avec une profondeur comprise entre 1 et 2 μm et un diamètre d'environ 300 μm . Plusieurs indenteurs peuvent être regroupés dans un seul outil d'indentation pour créer ainsi un outil d'emboutissage. Pettersson et Jacobson [116] développent un outil d'emboutissage doté d'indenteurs en diamant pour créer des rainures de 5 à 20 μm de largeur et espacées de 30 à 120 μm dans de la fonte grise (figure 1.10). Les mêmes auteurs [117] utilisent un autre type d'outil d'emboutissage pour réaliser des textures sur des surfaces en acier.

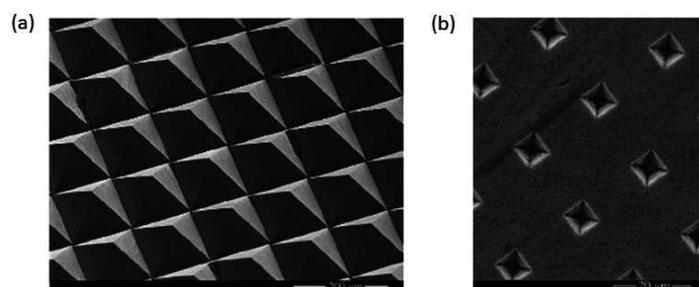


FIGURE 1.10 – Exemple de texturation par emboutissage : (a) exemple d'un outil emboutissage ; (b) texture laissée par l'empreinte d'un outil d'emboutissage [116]

1.5.2 Texturation à travers un masque.

Technique par grenailage (micro sablage.)

La technique consiste à projeter des particules micrométriques (microbilles) à haute vitesse à travers un masque protecteur qui permet de délimiter les zones de structuration de la surface (figure 1.11-a). Par conséquent, la forme et la résolution des motifs de texture sont gouvernées par la forme et la taille des ouvertures du masque utilisé. Nakano et *al.* [114] utilisent cette méthode pour créer sur la fonte des rainures et des cavités circulaires de 60 μm de diamètre sur une profondeur variant de 6 à 10 μm . Le même procédé a été appliqué par Wakuda et *al.* [5] sur des métaux et des céramiques pour réaliser des cavités circulaires avec un diamètre compris entre 40 et 120 μm et une profondeur de 5 μm . Les auteurs notent que dans le cas des métaux, le procédé engendre des bourrelets sur les bords des cavités tandis que pour les céramiques les surfaces gardent un aspect lisse.

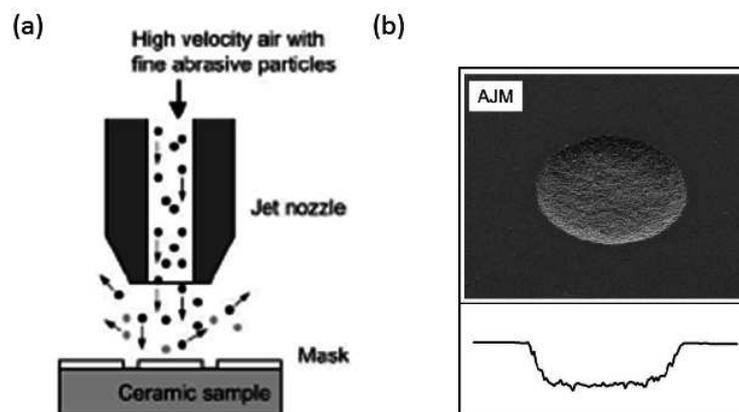


FIGURE 1.11 – Texturation par grenailage : (a) principe de grenailage, (b) apparence d'une cavité obtenue par grenailage sur un céramique [5]

Technique par gravure humide.

Le processus utilise une attaque chimique à l'aide d'une solution liquide (acide) pour creuser dans la matière d'une surface. Pour obtenir les formes, la surface est couverte par un masque qui limite les zones exposées à la solution chimique. Le masque doit résister aux acides et avoir une bonne adhérence avec la surface afin d'éviter le problème d'une gravure secondaire qui pourra se produire sous le masque. Cette technique a été utilisée dans les travaux de Wang et *al.* [118] et Costa et Hutchings [108] pour réaliser différentes formes de textures (figure 1.12).

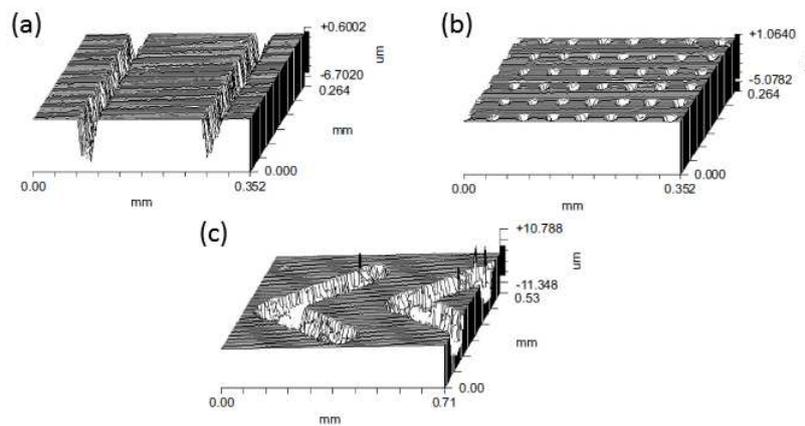


FIGURE 1.12 – Exemples de surfaces texturées par gravure humide : (a) rainures ; (b) cavités circulaires ; (c) chevrons [108]

Technique de gravure sèche.

La gravure sèche s'opère grâce un plasma réactif qui peut autoriser un couplage entre une attaque chimique réactive et une attaque mécanique par bombardement de la surface. Il existe trois types de gravure sèche : la gravure ionique, la gravure ionique réactive et la gravure par attaque chimique gazeuse. Cette technique offre une bonne directivité avec une forte anisotropie comparée à la gravure humide. Cependant, elle s'effectue avec des vitesses lentes et peut induire des défauts de gravures. La gravure ionique réactive a été utilisée par Wang et *al.* [98, 119, 120] pour réaliser des motifs dans des surfaces en carbure de silicium (figure 1.13) .

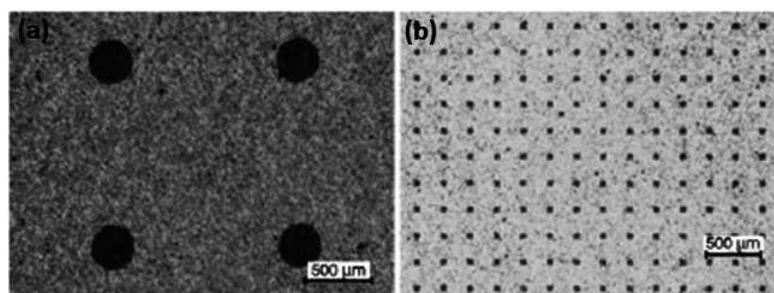


FIGURE 1.13 – Texture obtenue par la gravure ionique sur du SiC : (a) cavités large ; (b) cavités petites [120]

Technique de gonflement par traitement thermochimique.

Le gonflement par traitement thermochimique consiste à bombarder la surface d'un métal ou d'un alliage métallique par des atomes légers (azote, carbone...). Ces atomes interagissent et diffusent dans le matériau entraînant des déformations élastiques et plastiques qui se manifestent par un gonflement

de la couche traitée, ce qui lui confère de nouvelles propriétés de surface. Pour obtenir une texturation de surface avec cette méthode, il suffit d'utiliser un masque protecteur pour limiter le gonflement à des zones prédéfinies (figure 1.14). Bien qu'il soit démontré que ce traitement confère à la surface du matériau une meilleure tenue à la corrosion [121] et une dureté plus élevée [122], son application dans les contacts lubrifiés est rare. Ceci, constitue l'une des motivations du projet MiroGaMe.

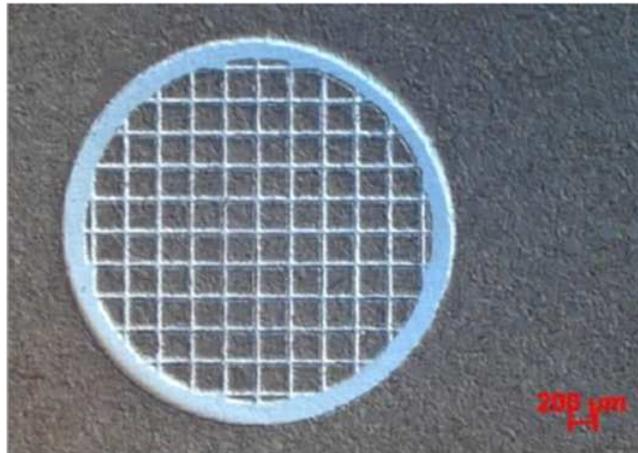


FIGURE 1.14 – Texture obtenue par carburation [123]

1.6 Conclusion

Ce premier chapitre présente une revue bibliographique des principaux travaux réalisés sur la lubrification en présence de textures. Il montre la position importante qu'occupe aujourd'hui la texturation de surfaces dans la lubrification avec un film mince, ainsi que son développement, au cours du temps.

Plusieurs études théoriques de la lubrification en présence de textures ont été réalisées. La plupart de ces études portent sur la résolution de l'équation de Reynolds couplée à un algorithme de cavitation. Dans la littérature sur la lubrification en présence de textures, trois modèles de cavitation sont généralement employés : le modèle de Reynolds, le modèle Gümbel et les modèles conservatifs. Les deux premiers modèles étant non conservatifs, ils conduisent généralement à des résultats imprécis. Les modèles conservatifs sont plus appropriés pour l'étude de la lubrification en présence de textures. La plupart des études théoriques sont orientées vers la recherche des paramètres de textures qui permettent d'améliorer les performances de la lubrification. Les quatre paramètres les plus étudiés sont : La forme, la densité, la profondeur et la largeur. Presque tous les résultats montrent l'influence de ces paramètres pour augmenter la pression hydrodynamique et pour contrôler les écoulements du fluide dans le contact. Cependant, la complexité du problème et le grand nombre de paramètres qui peuvent interagir avec la texture rend la systématisation très difficile. Ainsi, la dispersion des résultats ne permet pas de tirer de conclusion générale. Par ailleurs, la revue sur les études théoriques a montré qu'il y a peu de travaux s'intéressant aux effets thermiques, aux déformations élastiques et aux rugosités des surfaces en présence de textures.

Les travaux expérimentaux présentés dans ce chapitre offrent un aperçu général sur le comportement réel de surfaces texturées dans les différents régimes de lubrification. Globalement, la texture permet d'activer trois mécanismes bénéfiques. Le premier est lié à sa capacité à emprisonner les débris qui résultent de l'usure. Le second consiste à assister la lubrification du contact en l'alimentant avec le fluide qui se trouve dans les cavités. Enfin les textures agissent comme des micro-paliers hydrodynamiques pour augmenter localement la pression dans le film fluide. Cependant, les paramètres géométriques des motifs doivent être choisis de manière à ce qu'ils assurent les meilleures performances de lubrification. En effet, si les paramètres géométriques sont inappropriés, la texture peut avoir un effet négatif sur les performances du contact lubrifié.

La méthode de texturation retenue par nos partenaires s'appuie sur le traitement thermo-chimique et la gravure sèche qui peuvent s'adapter à des aciers à faible coût et s'industrialiser plus facilement que le carbure de silicium (SiC) .

Ces différentes conclusions nous ont conduit à réaliser toute une étude théorique afin de proposer un motif de texture pertinent. Cette étude s'intéressera aussi aux défauts géométriques (rugosités, forme) induite par la méthode de fabrication. Il sera également utile de prendre en compte les couplages thermo-mécanique et fluide-structure. Une étude expérimentale sera réalisée pour valider le modèle théorique et les motifs de texture choisis.

Chapitre 2

Étude théorique de la lubrification entre surfaces parallèles

Le but de ce chapitre est de réaliser une étude numérique de la lubrification en présence de textures appliquées à l'interface d'une garniture mécanique. Nous commencerons ce chapitre par présenter le modèle numérique utilisé pour réaliser cette étude. Il est basé sur le modèle théorique développé par Minet [124] durant sa thèse soutenue en 2009. Puis nous présenterons une étude paramétrique détaillée qui portera sur l'analyse des effets induits par les surfaces texturées dans un régime de lubrification hydrodynamique. Cette étude nous permettra d'optimiser les caractéristiques géométriques de la texture afin d'assurer les meilleures performances en termes de lubrification. Enfin, nous analyserons les effets induits par les défauts que peuvent présenter les motifs de texture et également l'application de la texturation sur des surfaces rugueuses. Cette dernière partie du chapitre nous conduira donc à réaliser des simulations dans des régimes de lubrification aussi bien hydrodynamique que mixte.

2.1 Modèle théorique

2.1.1 Configuration géométrique du problème

La configuration du modèle géométrique considéré dans cette étude est donnée sur la figure 2.1. Elle est constituée de deux anneaux annulaires ayant un mouvement de rotation relatif. Les deux faces en vis-à-vis sont parfaitement parallèles et le problème est supposé être stationnaire. Cette condition est satisfaite en considérant que l'anneau supérieur est lisse et tourne avec une vitesse de rotation(ω) constante tandis l'anneau inférieur est à l'arrêt et muni de textures. Seule une portion angulaire sera modélisée, ce qui nécessitera l'utilisation de conditions de périodicité sur les frontières circonférentielles afin d'assurer la continuité du domaine.

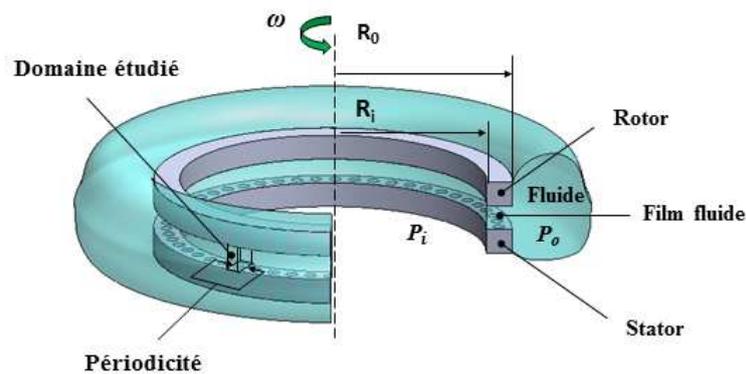


FIGURE 2.1 – Configuration géométrique

2.1.2 Équation régissant l'écoulement dans le film mince

Les écoulements dans les films minces visqueux sont gouvernés par l'équation de Reynolds. Cette équation est déduite des équations de Navier-Stokes et de la condition de conservation de la masse. Les hypothèses permettant sa déduction sont listées ci-dessous :

- le fluide est continu,
- le fluide est Newtonien,
- l'écoulement est laminaire,
- il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois,
- l'épaisseur du film est très faible devant les autres dimensions,
- les forces d'inertie au sein du film fluide et les forces massiques extérieures sont négligeables.

En tenant compte de ces hypothèses, l'équation de Reynolds, dans le cas du modèle géométrique donné sur la figure 2.1, pour un fluide incompressible et de viscosité μ constante, s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{\rho h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2.1.1)$$

La présence du second membre non nul permet la génération d'une pression hydrodynamique dans le contact. Cependant, dans certaines conditions de fonctionnement et/ou conditions aux limites, l'équation (2.1.1) peut conduire à des pressions négatives. Ces dépressions peuvent occasionner la rupture du film qui s'accompagne souvent d'une transformation du lubrifiant en un mélange de fluide et de gaz. Dans cette situation, c'est la densité ρ du fluide qui varie et la pression p prend la valeur de la pression de cavitation p_{cav} . Par conséquent, l'équation (2.1.1) n'est plus vérifiée.

Afin de prendre en compte le phénomène de cavitation, un algorithme de cavitation conservatif est utilisé. Cet algorithme introduit deux nouvelles variables dans l'équation de Reynolds. Une fonction booléenne

F indiquant si le film est en état de cavitation ou non, et une variable universelle D représentant alternativement la pression ou la densité. Avec ces deux variables, l'équation de Reynolds prend la forme suivante :

$$F \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial D}{\partial r} \right] + F \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = 6\omega r \left[\frac{\partial h}{\partial \theta} + (1-F) \frac{\partial}{\partial \theta} (hD) \right] \quad (2.1.2)$$

Pour les éléments non cavités on a :

$$\begin{cases} D = p - p_{cav} > 0 \\ \rho = \rho_0 \\ F = 1 \end{cases} \quad (2.1.3)$$

Pour les éléments cavités on a :

$$\begin{cases} D = \frac{\rho}{\rho_0} - 1 < 0 \\ p = p_{cav} \\ F = 0 \end{cases} \quad (2.1.4)$$

Ici ρ_0 est la densité du liquide.

Ce modèle de cavitation est similaire aux approches de Payvar et Salant [78], ou Bonneau et Hajjam [79]. Ce type de modèle de cavitation est couramment utilisé pour l'étude de la lubrification en présence de texture [19, 45, 52].

Le système d'équation ((2.1.2), (2.1.3), (2.1.4)) permet d'étudier la lubrification en présence de textures entre deux surfaces parallèles complètement séparées par un film fluide. On parle alors de lubrification hydrodynamique. Cependant, les garnitures mécaniques fonctionnent souvent avec un film lubrifiant de très faible épaisseur. Dans cette situation, si la rugosité des surfaces est considérée, des interactions partielles entre les aspérités apparaissent dans le contact. On parle alors de lubrification mixte. Dans ce chapitre, nous nous intéresserons aussi à la lubrification mixte en présence de textures. Pour la prise en compte de la lubrification mixte, un modèle de contact élastique est nécessaire.

2.1.3 Modèle de contact

Le modèle de contact utilisé dans cette étude est inspiré des travaux de Hamrock et Dowson [125]. Il est basé sur la théorie de Hertz appliquée à un contact élastique d'une ellipsoïde sur un plan. L'effort de contact est supposé être dans la direction normale et supporté par les aspérités qui se déforment de manière élastique. La composante tangentielle est prise en compte par l'intermédiaire d'un coefficient de frottement. Les sommets susceptibles d'entrer en contact sont identifiés comme étant les points de surfaces possédant les hauteurs maximales par rapport aux 8 points les plus proches, comme le montre la figure 2.2. Les solides en contact sont supposés être en équilibre et les dimensions de la zone de contact sont petites devant le rayon de courbure des aspérités.

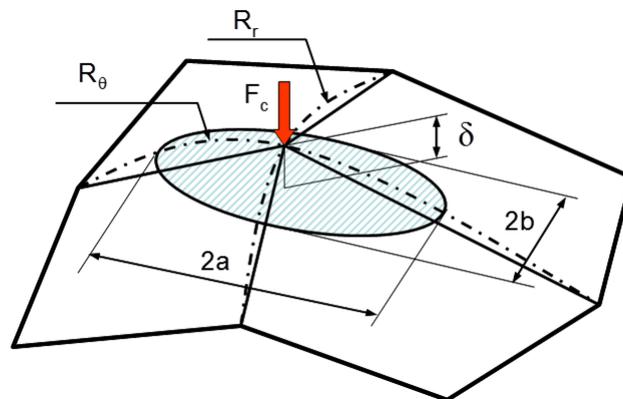


FIGURE 2.2 – Contact au sommet d’une aspérité

Les rayons de courbure R_r et R_θ dans les directions principales sont calculés par interpolations paraboliques entre le sommet en question et les hauteurs des nœuds adjacents. A partir des rayons de courbure il est possible de calculer le paramètre d’ellipticité ($k = a/b$) qui est le rapport des demi-axes de l’ellipse. La charge locale de contact F_c est donnée en fonction de l’interférence δ par la relation suivante [124, 126].

$$F_c = \pi k E_{eq} \left[\frac{2\xi r_{eq}}{9} \left(\frac{\delta}{\mathcal{F}} \right)^3 \right]^{1/2} \quad (2.1.5)$$

La force totale de contact correspond donc à la somme des charges supportées par les n_{sc} aspérités en contact.

$$F_t = \sum_{n_{sc}} F_c \quad (2.1.6)$$

Dans la formule(2.1.5), E_{eq} est le module d’Young équivalent et r_{eq} est le rayon de courbure équivalent. ξ et \mathcal{F} sont des intégrales elliptiques de première et de seconde espèce dépendant de k .

2.1.4 Équilibre des forces

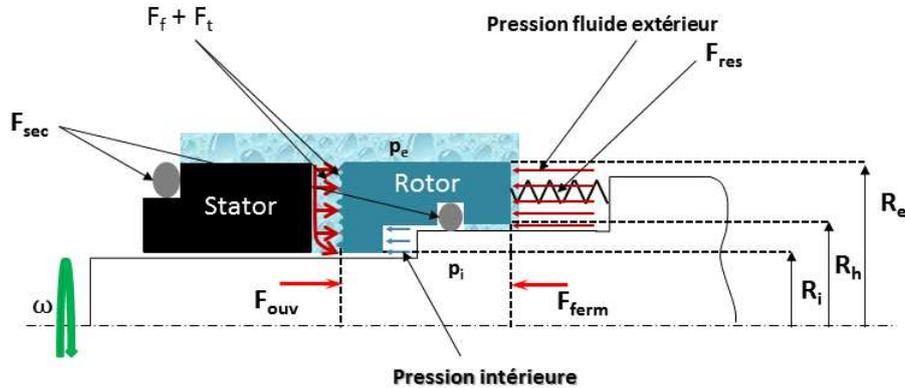


FIGURE 2.3 – Forces agissant sur le rotor en position d'équilibre

Les efforts agissant sur les éléments constituant la garniture mécanique sont schématisés sur la figure 2.3. Une fois que la position axiale de l'élément flottant est stable, il y a équilibre entre la force d'ouverture et la force de fermeture. Les forces d'ouverture (F_{ouv}) qui tendent à séparer les deux faces antagonistes sont calculées à partir de la force hydrodynamique (F_f) due à la pression générée au sein du film fluide et la force totale de contact (F_t) des aspérités dans le cas d'un régime de lubrification mixte :

$$F_{ouv} = F_f + F_t \quad (2.1.7)$$

Les forces de fermeture (F_{ferm}) qui tendent à rapprocher les deux faces antagonistes sont dues à l'action de la pression du fluide sur l'élément flottant, du ressort (F_{res}) et du joint secondaire (F_{sec}).

$$F_{ferm} = \pi(R_e^2 - R_h^2)p_e + \pi(R_h^2 - R_i^2)p_i + F_{res} + F_{sec} \quad (2.1.8)$$

Les forces F_{res} et F_{sec} sont généralement négligées car très faibles devant les forces de pression. Le rayon hydraulique (R_h) définit la limite intérieure de la zone où s'applique la pression (p_e).

2.1.5 Résolution numérique de l'écoulement par la méthode des volumes finis

Pour calculer le champ de pression dans le film fluide, il est nécessaire de résoudre l'équation de Reynolds. Or, dans sa forme (2.1.2), cette équation n'admet pas de solution analytique. Le problème doit donc être résolu numériquement. Sachant que l'équation de Reynolds traduit l'équilibre entre les débits circulant dans le contact, la méthode des volumes finis s'avère plus appropriée pour résoudre le problème. En effet, cette méthode est basée sur la conservation du débit massique dans un volume de contrôle.

Pour l'appliquer, il est nécessaire de discrétiser le domaine en sous-domaines élémentaires (volumes élémentaires de contrôle), constituant ainsi un maillage du domaine. La pression au sein d'un volume de contrôle est supposée constante et peut être exprimée en fonction de celle des éléments voisins à travers la loi de conservation. Les sections de passage du fluide sont définies par les hauteurs du film aux coins des volumes de contrôle. La pression (ou densité) étant calculée aux nœuds, les problèmes d'écoulements sont donc résolus séparément des problèmes de contact. Le maillage adopté dans cette étude est constitué de N_r éléments dans la direction radiale et de N_θ éléments dans la direction circonférentielle formant une grille régulière dans le plan (r, θ) , figure 2.4.

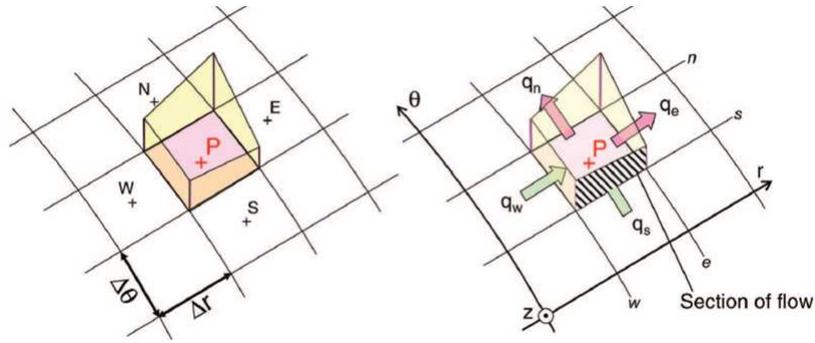


FIGURE 2.4 – Volume de contrôle utilisée pour la discrétisation par volume finis

Sur chaque volume de contrôle (élément de nœud P) le bilan massique des débits doit être nul :

$$q_s - q_n - q_e + q_w = 0 \quad (2.1.9)$$

Le débit massique passant par chaque section du volume de contrôle peut être exprimé par les relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_w = \frac{h_w^3}{12\mu} r_w \Delta\theta \frac{\partial}{\partial r} (FD)_w \\ q_e = \frac{h_e^3}{12\mu} r_e \Delta\theta \frac{\partial}{\partial r} (FD)_e \\ q_n = -\frac{h_n^3}{12\mu} \frac{\Delta r}{r_s} \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_n + 0.5 h_n \Delta r r_n \omega [1 - D_P (1 - F_P)] \\ q_s = -\frac{h_s^3}{12\mu} \frac{\Delta r}{r_n} \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_s + 0.5 h_s \Delta r r_s \omega [1 - D_S (1 - F_S)] \end{array} \right. \quad (2.1.10)$$

Les dérivées sont données par les relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_s \approx \frac{F_P D_P - F_S D_S}{\Delta\theta} \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_n \approx \frac{F_N D_N - F_P D_P}{\Delta\theta} \\ \frac{\partial}{\partial r} (FD)_e \approx \frac{F_E D_E - F_P D_P}{\Delta r} \\ \frac{\partial}{\partial r} (FD)_w \approx \frac{F_P D_P - F_W D_W}{\Delta r} \end{array} \right. \quad (2.1.11)$$

L'écriture des débits traversant les sections (e,w,s et n) dans l'équation (2.1.9) fait apparaître les pressions au sein des nœuds P, W, S, E et N. L'équation (2.1.9) prend alors la forme simplifiée suivante :

$$c_p D_P + c_w D_W + c_s D_S + c_e D_E + c_n D_N + Su = 0 \quad (2.1.12)$$

Dans cette expression, le terme source Su provient de l'écoulement de couette. Les coefficients c_p , c_w , c_s , c_e et c_n sont tous exprimés en fonction de grandeurs connues. Le développement de l'équation (2.1.12) conduit à un système linéaire. Les conditions aux limites associées à cette équation sont définies comme suit :

Pressions imposées sur les frontières radiales :

$$\begin{cases} p(R_i, \theta) = p_i \\ p(R_e, \theta) = p_e \end{cases} \quad (2.1.13)$$

Condition de périodicité sur les frontières circonférentielles :

$$\begin{cases} q(r, \theta_f) = q(r, 0) \\ p(r, \theta_f) = p(r, 0) \end{cases} \quad (2.1.14)$$

La méthode utilisée pour résoudre l'équation (2.1.12) est une méthode directe qui s'effectue par décomposition LU . Pour appliquer cette méthode, Minet [124] a fait appel à la librairie HSL_MA48 (*Harwell Subroutine Library*). Cette librairie permet de résoudre les systèmes linéaires non symétriques à matrice creuse. Un processus itératif permet d'évaluer le nombre de nœuds qui changent d'état (cavité/non cavité) par rapport à l'itération précédente. Lorsque la zone de cavitation est stabilisée le calcul se poursuit. Une fois la résolution de l'équation (2.1.12) effectuée, la pression et/ou la densité massique sont connues en chaque point du domaine.

Lorsque le champ de pression est déterminé, son intégration permet d'obtenir la portance du film fluide (F_f). De plus, si la rugosité des surfaces est considérée et que le contact des aspérités a eu lieu, une force de contact (F_t) (§2.1.3, équation (2.1.6)) vient s'ajouter à la force du film fluide pour former la force d'ouverture. La force d'ouverture est ensuite comparée à la force de fermeture, pour calculer la distance qui sépare les deux faces de la garniture mécanique à l'état d'équilibre. La position d'équilibre est calculée à travers un processus itératif de Newton qui a pour critère de convergence la condition suivante :

$$\frac{|F_{ferm} - F_{ouv}|}{F_{ferm}} < \varepsilon \approx 10^{-4} \quad (2.1.15)$$

Quand le critère (2.1.15) est satisfait, l'équilibre est établi et les autres paramètres de la garniture mécanique peuvent être calculés.

Couple de frottement

Le couple de frottement visqueux résultant des contraintes de cisaillement tangentielles est donné par :

$$Cf_v = \frac{2\pi}{\Delta\theta_f} \sum_{i=1}^{N_\theta} \sum_{j=1}^{N_r} r_j^2 \tau_{ij\theta_z} \Delta r \Delta \theta \quad (2.1.16)$$

Le couple de frottement sec, pour un coefficient de frottement sec (f_s), est donné par :

$$Cf_s = \frac{2\pi}{\Delta\theta_f} \sum_{nsc} r f_s F_c \quad (2.1.17)$$

Connaissant le couple de frottement visqueux et le couple de frottement sec, le coefficient de frottement effectif peut être calculé par l'expression suivante :

$$f = \frac{Cf_v + Cf_s}{R_{moy} F_{ferm}} \quad (2.1.18)$$

avec R_{moy} le rayon moyen de la garniture mécanique donné par :

$$R_{moy} = \frac{R_i + R_e}{2} \quad (2.1.19)$$

Débit

Le débit massique résultant s'exprime :

$$q(r) = \frac{2\pi}{\Delta\theta_f} \sum_1^{N_\theta} q_w(r) \quad (2.1.20)$$

2.1.6 Validation du modèle

Le modèle utilisé dans cette étude a été validé auparavant par Brunetière et Tournerie [52]. Dans cette publication, les auteurs ont réalisé une comparaison avec les résultats publiés par Qiu et Khonsari [45]. La comparaison porte sur le profil de pression dans la direction circonférentielle d'un seul motif de texture. Les paramètres géométriques et les conditions de fonctionnement utilisés dans la simulation sont donnés dans le tableau 2.1. Les résultats correspondants sont illustrés dans la figure 2.5. On voit une parfaite corrélation entre les résultats obtenus par les deux modèles.

Paramètre	Valeur
R_i (m)	0,0215
R_e (m)	0,0245
p_i (Pa)	10^5
p_e (Pa)	10^5
p_{cav} (Pa)	$0,9 \times 10^5$
Distance séparant les surfaces (μm)	4
μ (Pa.S)	0,035
ω (tr/min)	600
h_g (μm)	10
R_g (μm)	750

TABLE 2.1 – Données utilisées dans [52]

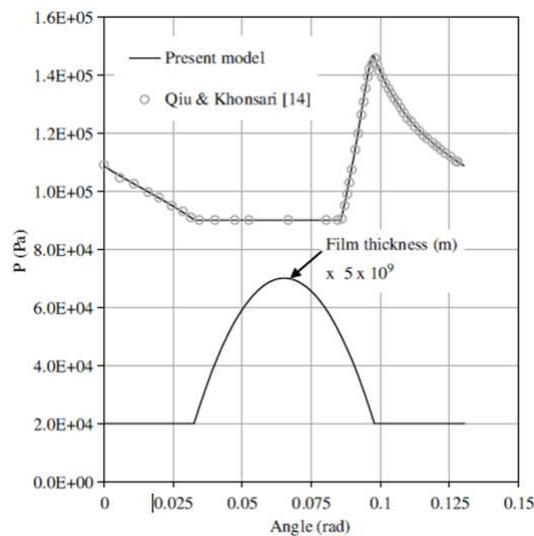


FIGURE 2.5 – Comparaison réalisée par Brunetière et Tournerie [52]

Bien que le modèle a été validé, une nouvelle comparaison avec les résultats publiés par Zhang et Meng [127] a été réalisée. Dans cette publication, Zhang et Meng ont comparé des résultats numériques avec des résultats expérimentaux qu'ils ont obtenus sur une butée hydrodynamique contenant sur l'une de ses faces des rainures radiales débouchantes. L'ensemble est immergé dans un bain d'huile à la pression atmosphérique et la charge nominale appliquée est de 44 N. Le modèle utilisé par les auteurs est basé sur l'équation de Reynolds résolue par la méthode des différences finies. La cavitation est prise en compte par un modèle conservatif similaire à celui de Payvar et Salant [78]. Les conditions de fonctionnement et les caractéristiques géométriques de la butée et de la texture sont données dans le tableau 2.2.

Paramètre	Valeur
R_i (m)	0,024
R_e (m)	0,032
p_i (Pa)	$1,0 \times 10^5$
p_e (Pa)	$1,0 \times 10^5$
p_{cav} (Pa)	$0,3 \times 10^5$
F_N (N)	44
μ (Pa s)	0,083
ω (rad/s)	71-296
h_d	4.6×10^{-6}
δ	0.56

TABLE 2.2 – Conditions de fonctionnement utilisées par Zhang et Meng [127]

Les valeurs de l'épaisseur de film obtenue une fois que l'équilibre est établi sont illustrées dans la figure 2.6. Cette figure montre que les résultats obtenus avec le modèle actuel sont en bon accord avec les résultats numériques de Zhang et Meng [127]. Cependant, par rapport aux résultats expérimentaux, les valeurs numériques présentent un léger décalage. Ceci peut provenir des incertitudes de mesure de l'épaisseur du film, qui est un paramètre difficile à mesurer expérimentalement.

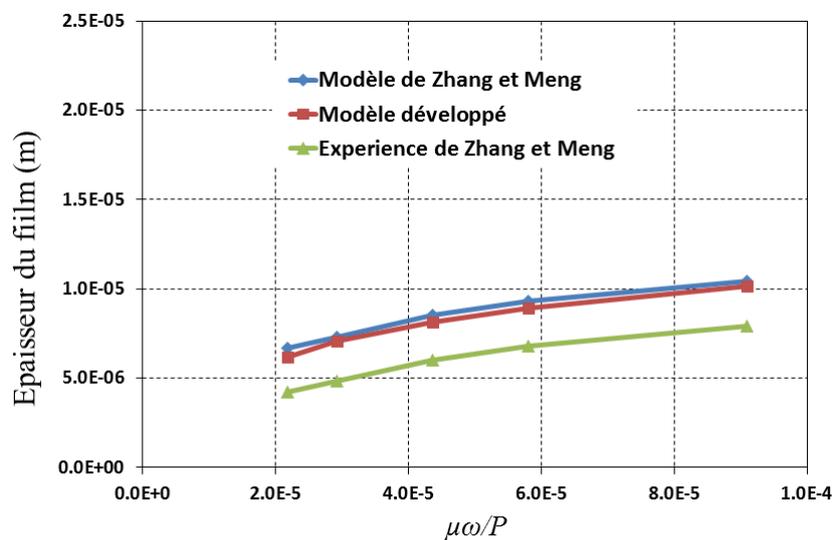


FIGURE 2.6 – Comparaison du modèle actuel avec les travaux de [127]

2.2 Étude paramétrique

Le modèle théorique que nous avons présenté est utilisé pour étudier le comportement d'une garniture mécanique texturée, fonctionnant en régime de lubrification hydrodynamique. Dans un premier temps, différentes formes géométriques sont utilisées pour investiguer l'effet local et global de la texturation. Dans cette partie, la densité surfacique et le rapport de profondeur constituent les paramètres géométriques étudiés et optimisés pour améliorer les performances de la garniture mécanique. Ces résultats sont ensuite utilisés dans la seconde partie où nous nous intéressons à l'influence de la distribution des motifs retenus dans l'interface de contact. Une optimisation de cette distribution est alors effectuée afin de minimiser à la fois le frottement et la fuite.

2.2.1 Comportement local et global d'une texture

Géométrie des motifs de texture

La figure 2.7 montre les six différentes formes de textures analysées dans cette section : cylindre, triangle, cône tronqué, pyramide tronquée, hémisphère et carré. Cette figure présente une cellule élémentaire correspondant à un seul motif de texture. Afin de faciliter la représentation géométrique des formes de texture, les positions des surfaces supérieure et inférieure sont inversées dans cette figure. La caractéristique commune entre toutes les formes de texture est la symétrie qu'elles présentent par rapport à la direction radiale. Cette caractéristique géométrique offre à la garniture l'avantage de pouvoir travailler dans les deux sens de rotation ce qui constitue une des contraintes du projet. Dans cette partie, les simulations ont été réalisées avec une épaisseur de film constante. En plus de la forme de texture, les deux paramètres étudiés dans cette partie sont le rapport de profondeur et la densité de texturation

Le rapport de profondeur est défini comme étant le rapport entre la profondeur de la texture et l'épaisseur de film :

$$\lambda = \frac{h_d}{h_f} \quad (2.2.1)$$

La densité surfacique de texturation δ est le rapport entre l'aire occupée par le motif et l'aire totale de la cellule élémentaire. La valeur correspondant à chaque forme est donnée dans le tableau 2.3.

Forme	Densité surfacique δ
hémisphérique	$\frac{\pi R_d^2}{L_r L_\theta}$
cône tronqué	$\frac{\pi R_d^2}{L_r L_\theta}$
pyramide tronquée	$\frac{a^2}{L_r L_\theta}$
cylindre	$\frac{\pi R_d^2}{L_r L_\theta}$
carré	$\frac{a^2}{L_r L_\theta}$
triangle	$\frac{ac}{2L_r L_\theta}$

TABLE 2.3 – Densité surfacique de chaque forme de texture

Dans la figure 2.7 et le tableau 2.3, R_d est le rayon des motifs circulaires (cylindre, hémisphère et cône tronqué), a représente la largeur des motifs non circulaires, R_b et b sont respectivement le rayon au fond du cône tronqué et la largeur au fond de la pyramide tronquée. L_θ est la longueur curviligne de la cellule mesurée au rayon moyen tandis que L_r est la longueur radiale de la cellule.

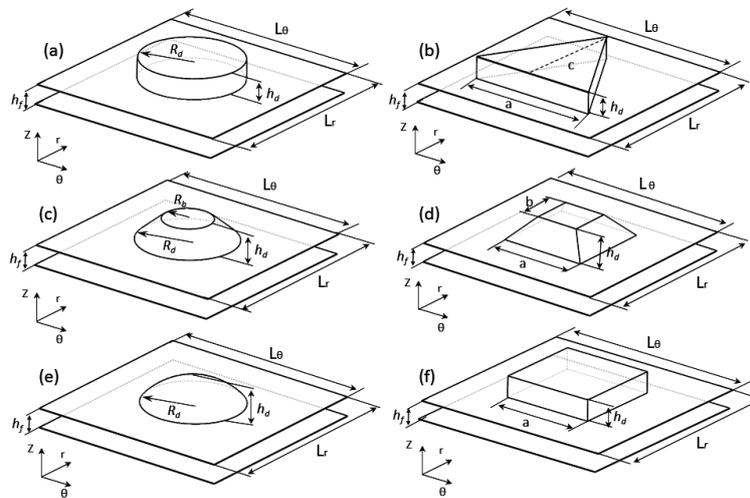


FIGURE 2.7 – Caractéristiques géométriques des motifs de texture : (a) cylindre, (b) triangle, (c) cône tronqué, (d) pyramide tronquée, (e) hémisphérique, (f) carré

Il est important de signaler que pour la pyramide tronquée et le cône tronqué, les rapports a/b et R_d/R_b sont maintenus fixes à la valeur 2.

Paramètres analysés

L'influence des paramètres de texturation sera discutée en étudiant les critères de performance d'une garniture mécanique, tels que la portance hydrodynamique, le débit de fuite et le taux de cavitation, ou plus précisément l'aire spécifique occupée par la zone où le film est rompu. Tous ces paramètres seront présentés sous une forme adimensionnée décrite dans les équations ci-dessous :

Portance adimensionnée

$$\bar{P} = \frac{1}{Sp_e} \int_s p \cdot dS - 1 \quad (2.2.2)$$

Débit adimensionné

$$\bar{Q} = \frac{12\mu(R_e - R_i)}{2\pi p_e h_f^3 R_{moy}} q \quad (2.2.3)$$

Taux de cavitation

$$\bar{\zeta} = \frac{n_c}{N_T \delta} \quad (2.2.4)$$

Dans ces expressions : p_e est la pression à l'extérieur de la garniture mécanique, δ est la densité surfacique de texturation, n_c est le nombre de nœuds cavités et N_T le nombre total de nœuds.

Dans les discussions qui vont suivre, l'évolution de ces variables sera présentée en fonction d'un paramètre hydrodynamique donné sous forme adimensionnée par la relation :

$$\psi = 6 \frac{\mu \omega R_{moy} (R_e - R_i)}{p_e h_f^2} \quad (2.2.5)$$

Optimisation du maillage

La présence des textures engendre des zones de discontinuité qui peuvent augmenter les pertes de précision dues à une insuffisance dans la discrétisation. L'utilisation d'un maillage très fin devrait minimiser ces imprécisions, mais le temps de calcul devient dans ce cas très grand. Par conséquent, il est très important d'évaluer l'erreur engendrée par le maillage afin d'optimiser le nombre de nœuds à utiliser dans les simulations sans trop augmenter le temps de calcul.

Une étude de l'optimisation du maillage avec le présent modèle a été effectuée et récemment publiée [128]. Afin d'examiner la sensibilité des résultats numériques vis à vis de la taille du maillage, une étude de l'influence du maillage sur les résultats numériques a été effectuée. Le but de cette étude est de choisir une taille de maillage pour laquelle les résultats numériques sont peu influencés par l'erreur de discrétisation, tout en assurant un temps de calcul raisonnable. Pour cela, nous avons réalisé des simulations avec trois formes de motifs de texture. Chaque motif de texture est contenu dans une cellule de taille $L_r = 200$

μm et $L_\theta = 200 \mu\text{m}$. Les tests consistent à doubler le nombre de nœuds dans chacune des deux directions de l'espace (radiale et circonférentielle). Ainsi, trois niveaux de maillage sont évalués. Le tableau 2.5 présente les cas examinés pour l'optimisation du maillage, tandis le tableau 2.4 présente les données utilisées dans les simulations. Afin d'estimer de manière quantitative l'erreur induite par le maillage, la méthode de *GCI* (Grid Convergence Index) a été employée avec les trois niveaux du maillage. Cette méthode est basée sur la théorie de l'extrapolation généralisée de Richardson [129], et permet d'estimer l'erreur due au maillage sans avoir besoin d'une solution analytique du problème. Pour cela, l'erreur est estimée par une fonction puissance de la taille caractéristique des mailles. Pour appliquer cette méthode nous avons suivi la démarche suggérée par Celik *et al.*[130]. La valeur du *GCI* indique de combien la solution est éloignée de la solution asymptotique. Pour un maillage uniforme et un calcul à deux dimensions, cette quantité est exprimée par :

$$\begin{cases} GCI_{2,1} = \frac{1.25}{r_{2,1}^n - 1} e_{2,1} \\ GCI_{3,2} = \frac{1.25}{r_{3,2}^n - 1} e_{3,2} \end{cases} \quad (2.2.6)$$

avec

$$\begin{cases} r_{2,1} = \sqrt{\frac{N_1}{N_2}} \\ r_{3,2} = \sqrt{\frac{N_2}{N_3}} \end{cases} \quad (2.2.7)$$

et

$$\begin{cases} e_{2,1} = \left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right| \\ e_{3,2} = \left| \frac{f_2 - f_3}{f_2} \right| \end{cases} \quad (2.2.8)$$

Dans ces formules, $r_{2,1}$ et $r_{3,2}$ désignent les indices de raffinement du maillage. $e_{2,1}$ et $e_{3,2}$ correspondent aux erreurs relatives et f_1 , f_2 et f_3 sont les variables significatives calculées respectivement avec les maillages dont les nombres totaux de nœuds est N_1 , N_2 et N_3 ($N_1 > N_2 > N_3$). n est l'ordre apparent de convergence. Dans le cas d'un raffinement constant (c'est-à-dire, $r_{2,1} = r_{3,2}$) il peut être calculé en utilisant l'expression suivante :

$$n = \frac{\left| \ln \left| \frac{e_{3,2}}{e_{2,1}} \right| \right|}{\ln(r_{2,1})} \quad (2.2.9)$$

Paramètre	Valeur
R_i (m)	0,02575
R_e (m)	0,02595
p_i (Pa)	$0,1 \times 10^5$
p_e (Pa)	$0,1 \times 10^5$
p_{cav} (Pa)	0
μ (Pa.s)	0,001
ρ_0 (kg/s)	1000
δ	0,3
λ	1, 5/2, 5
ω (rad/s)	25-250
h_f (μm)	1

TABLE 2.4 – Géométrie et conditions de fonctionnement utilisés pour l’optimisation du maillage

Nœuds	Motif de texture		
100 × 100			
200 × 200			
400 × 400			
Rapport λ	1 5/2 5	5/2	5/2

TABLE 2.5 – Cas testés durant cette analyse

Les résultats de cette analyse sont données dans le tableau 2.6 pour les trois grandeurs caractéristiques (portance adimensionnée, débit adimensionné et taux de cavitation).

Forme	Carré			Hémisphère			Triangle								
	5/2			5/2			1			5/2			5		
Rapport λ	\bar{P}	\bar{Q}	$\bar{\xi}$	\bar{P}	\bar{Q}	$\bar{\xi}$	\bar{P}	\bar{Q}	$\bar{\xi}$	\bar{P}	\bar{Q}	$\bar{\xi}$	\bar{P}	\bar{Q}	$\bar{\xi}$
n_{av}	1.86	0.63	1.15	0.61	1.00	1.00	0.93	0.93	1.00	1.23	0.62	1.4	1.96	0.81	0.83
$GCI_{3,2}^{max}\%$	0.29	88.9	11.1	0.51	92	2.3	1.87	9.23	3.05	1.28	5.91	6.86	0.33	5.51	14.8
$GCI_{2,1}^{max}\%$	0.1	76.4	2.53	0.36	72.4	1.07	0.45	7.56	1.31	0.53	2.59	3.23	0.08	2.84	9.56

TABLE 2.6 – Valeurs maximales de GCI correspondant à chaque cas

Dans ce tableau, $GCI_{2,1}^{max}$ et $GCI_{3,2}^{max}$ correspondent aux valeurs maximales de GCI observées sur toute

la plage du paramètre hydrodynamique [77,6 ; 776]. n_{av} est l'ordre de convergence moyen, utilisé pour calculer le GCI . Les résultats de cette analyse montrent que l'erreur de discrétisation engendrée par le maillage varie en fonction de la forme de texturation et du rapport λ , ainsi que d'une variable significative à une autre. Par ailleurs, les résultats montrent que le débit de fuite est le paramètre le plus affecté par l'erreur de discrétisation, surtout avec les motifs carré et hémisphère. En dehors de ces résultats, l'erreur de discrétisation pour la portance et le taux de cavitation reste dans des valeurs acceptables. En effet, dans les simulations réalisées ici, le maillage le plus dense (400×400) donne les résultats les plus précis : $GCI < 1\%$ pour la portance hydrodynamique, $GCI < 2\%$ pour le taux de cavitation et $GCI < 3\%$ pour le débit de fuite (en écartant le carré et l'hémisphère). Cependant, le temps de calcul avec ce niveau de discrétisation (figure 2.8) est plus long. Avec le maillage de densité intermédiaire (200×200), les résultats sont légèrement entachés par l'erreur de discrétisation : $GCI < 2\%$ pour la portance hydrodynamique, $GCI < 5\%$ pour le taux de cavitation et $GCI < 6\%$ pour le débit de fuite (en écartant le carré et l'hémisphère). En revanche, le temps de calcul est divisé par un facteur 9 par rapport au cas avec le maillage le plus dense (400×400). Afin de maintenir le temps de calcul et la précision des résultats dans des valeurs acceptables, la densité de maillage (200×200) a donc été utilisée pour la suite de l'étude. L'erreur importante observée sur le débit avec le carré et l'hémisphère peut être expliquée par les valeurs du débit qui sont quasiment nulles avec ces motifs de textures. De ce fait, la moindre erreur numérique a un impact très important sur le résultat

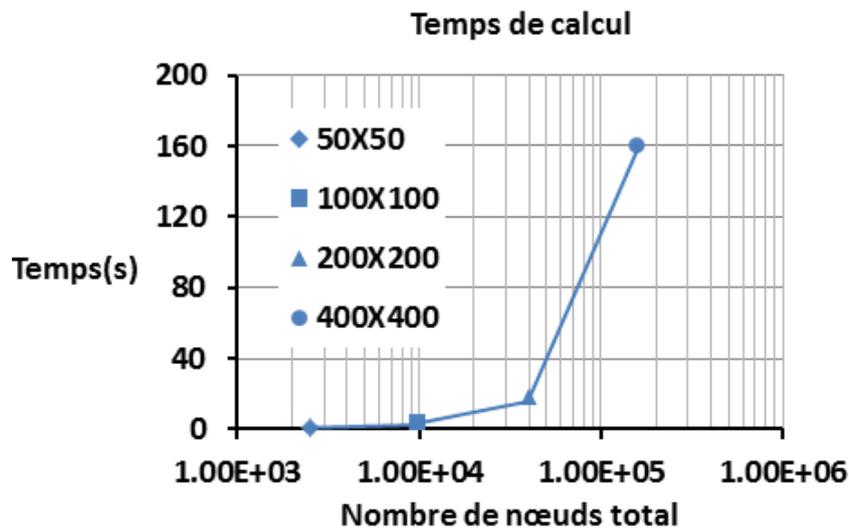


FIGURE 2.8 – Temps de calcul

Effet local : cas d'un seul motif de texture

Les dimensions de la garniture mécanique, les paramètres de texture et les conditions de fonctionnement utilisés dans les simulations sont illustrés dans le tableau 2.7.

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Rayon interne	R_i	m	0,02575
Rayon externe	R_e	m	0,02595 ; 0,02615
Pression interne	p_i	Pa	10^4
Pression externe	p_e	Pa	10^4
Pression de cavitation	p_{cav}	Pa	0
Viscosité	μ	Pa.s	0,001
Densité	ρ_0	kg/m ³	1000
Densité de texture	δ	0,1 - 0,3
Rapport de profondeur	λ	1 - 5
Vitesse de rotation	ω	rad/s	30 - 500
Épaisseur du film	h_f	μm	1

TABLE 2.7 – Géométrie et conditions de fonctionnement utilisées dans les simulations

Afin d'étudier le comportement local des différentes formes de texture, le domaine d'étude considéré durant cette analyse est constitué d'une cellule de taille $L_\theta=200 \mu m$ et $L_r=200 \mu m$. Chaque motif de texture se trouve emprisonné dans une cellule, comme le décrit la figure 2.9. Il convient de noter que, du fait que la cellule soit une partie de disque, sa forme n'est pas parfaitement carrée. En effet, elle contient toujours une légère courbure : le rapport entre la largeur et le rayon interne est $\Delta R/R_i = 0,0077$.

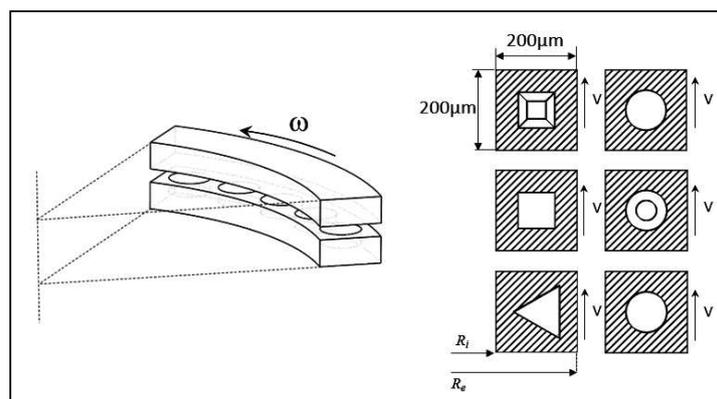


FIGURE 2.9 – Configuration avec un seul motif de texture

En raison du grand nombre de simulations, les résultats présentés dans cette section sont moyennés sur toute la plage du paramètre hydrodynamique [96,2 : 1620].

Portance hydrodynamique

La figure 2.10 présente les résultats sur la portance moyenne adimensionnée. Parmi les six formes de texture analysées ici, la texture cylindrique montre la plus grande capacité à générer de la portance hydrodynamique. A l’opposé, le motif triangulaire s’est révélé incapable de générer une portance hydrodynamique suffisante pour compenser la charge que pourrait appliquer la pression externe sur le contact (voir équation(2.2.2)). En termes de densité de texture, toutes les formes conduisent à un maximum de portance lorsque la densité de texturation est de 0,3. La sensibilité au rapport de profondeur dépend de la forme du bord des motifs. Celle-ci exerce un effet considérable sur la portance hydrodynamique : les motifs ayant un bord normal (cylindre, carré) sont plus efficaces avec un rapport de 5/2 tandis que les motifs présentant un bord incliné ou courbé (cône tronqué, pyramide tronquée et hémisphère) se montrent plus efficaces avec un rapport de 5.

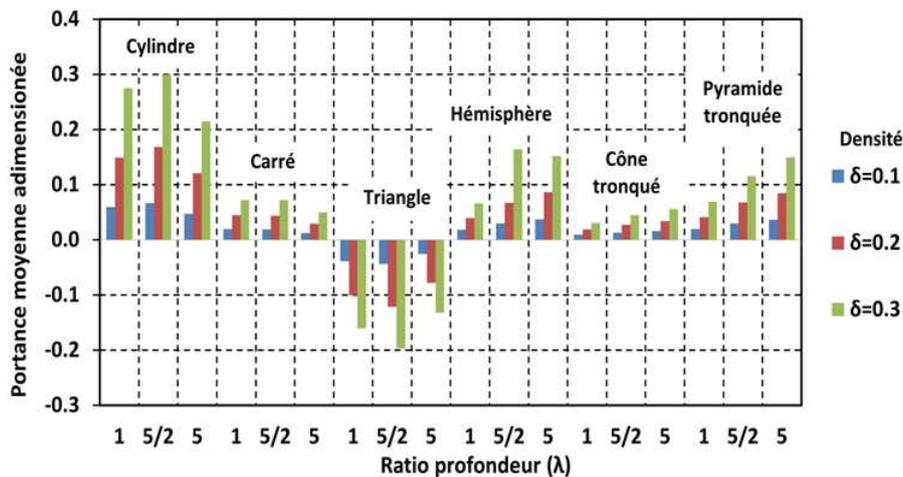


FIGURE 2.10 – Portance moyenne adimensionnée avec un seul motif de texture

Débit de fuite

Les résultats du débit moyen adimensionné sont illustrés dans la figure 2.11. Ces résultats indiquent que la plus grande valeur du débit moyen adimensionné est obtenue avec le motif triangulaire. Cette valeur est environ mille fois supérieure à celles obtenues avec les autres formes de texture. L’augmentation significative du débit avec le motif triangulaire est due à sa forme géométrique particulière qui favorise le phénomène de pompage. En effet, mis à part le motif triangulaire, tous les motifs de texture testés ici présentent une symétrie axiale par rapport la direction circonférentielle. Ceci conduit à une répartition symétrique de la pression dans la direction radiale (figure 2.12- a-e), ce qui entraîne un écoulement radial moyen et donc une fuite proche de zéro. Cependant, la forme non symétrique du triangle conduit

à une répartition asymétrique de la pression dans la direction radiale (figure 2.12-f), ce qui augmente considérablement la fuite.

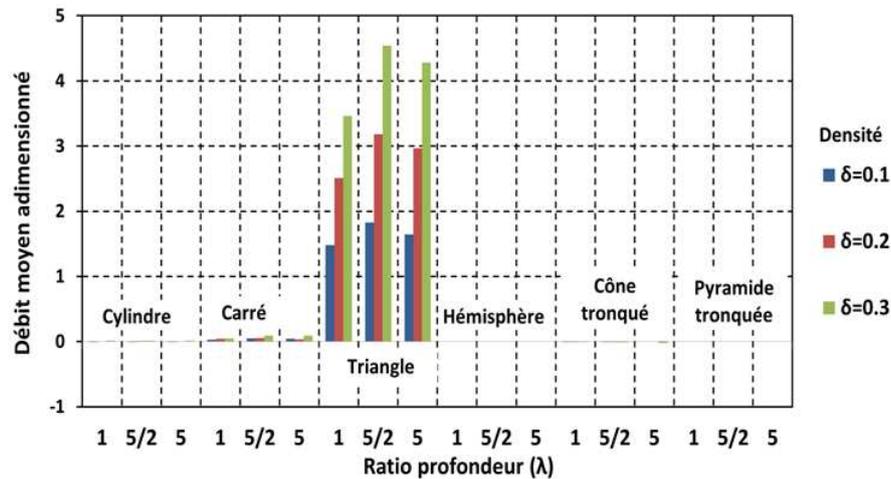


FIGURE 2.11 – Débit moyen adimensionné avec un seul motif de texture

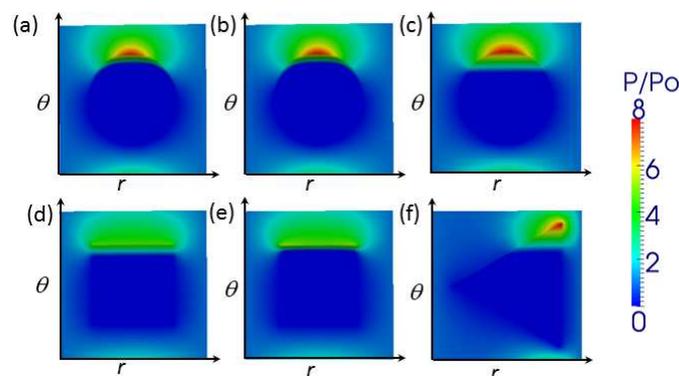


FIGURE 2.12 – Champs de pression obtenus avec les six formes de texture pour $\psi = 250$, $\delta = 0.3$ et $\lambda = 5/2$: (a) hémisphère, (b) cône tronqué, (c) cylindre, (d) carré, (e) pyramide tronquée, (f) triangle

Cavitation

La figure 2.13 présente le taux de cavitation moyen obtenu avec les différentes formes de texture. Les résultats montrent que l'apparition de la cavitation est faiblement influencée par la densité de texture et cela pour toutes les formes de texture. En revanche, la cavitation est fortement influencée par la profondeur des cavités pour les motifs ayant des bords verticaux. Pour les motifs présentant des bords

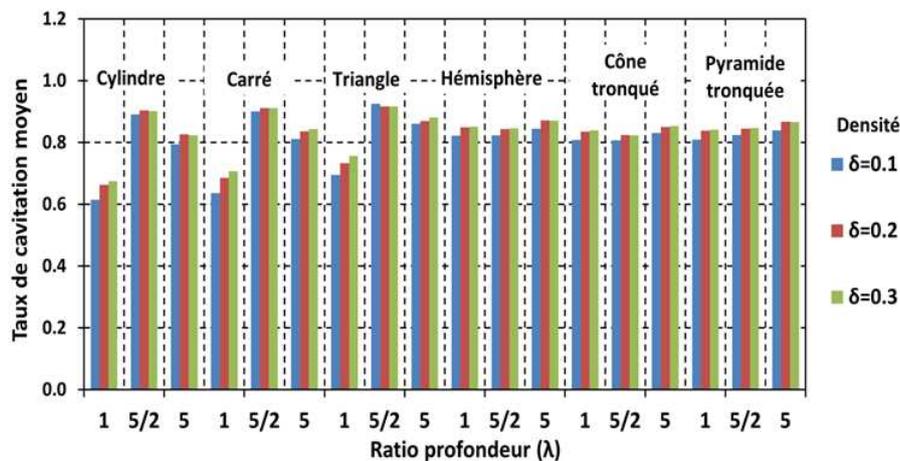


FIGURE 2.13 – Taux de cavitation moyen avec un seul motif de texture

inclinés ou incurvés, la cavitation est moins dépendante de la profondeur des motifs. Par conséquent, le taux de cavitation moyen atteint une valeur maximale d'environ 0,9 pour les motifs cylindrique, carré et triangulaire tandis qu'il reste relativement constant à la valeur 0,8 pour les motifs hémisphère, cône tronqué et pyramide tronquée. Notons qu'une valeur de 1 correspond au cas où la zone de cavitation occupe l'intégralité du motif.

Les résultats issus de cette analyse nous ont montré que le motif cylindrique est mieux adapté pour la génération de pression hydrodynamique, tandis le motif triangulaire s'est montré incapable de générer une pression hydrodynamique suffisante. A l'exception du triangle tous les motifs que nous avons analysés produisent le maximum de portance hydrodynamique avec une densité de texture de 0,3. Le maximum de la portance hydrodynamique semble dépendre de la forme du profil du motif de texture. En effet, tandis que les motifs de texture ayant un bord normal (cylindre, carré) se sont montrés plus efficaces avec pour un rapport de profondeur de 5/2, les motifs de texture ayant un bord incliné ou courbé (cône tronqué, pyramide tronquée et hémisphère) ont donné le maximum de portance hydrodynamique avec un rapport de profondeur de 5. Par ailleurs, les résultats ont montré que le motif triangulaire augmente énormément le débit de fuite dont la valeur est environ mille fois supérieure à celles obtenues avec les autres formes de motif de texture.

Pour réaliser la suite de cette analyse, nous retiendrons une densité de 0,3 et un rapport de profondeur de 5/2.

Effet global : Cas de deux motifs de texture

Dans cette section, le domaine d'étude contient deux motifs de texture comme l'illustre la figure 2.14. Les deux motifs triangulaires sont placés sur la face stationnaire dans des positions qui assurent la symétrie par rapport à leurs bases. Cette position a été choisie de manière à ce que leur débit de fuite respectif se compense. De plus, une telle position permet à la garniture mécanique de travailler dans les

deux sens de rotation.

Comme cela a été mentionné auparavant, les simulations sont réalisées avec une densité de texture et un rapport de profondeur fixés respectivement à 0,3 et 5/2. Les résultats issus de ces simulations sont présentés en fonction du paramètre hydrodynamique ψ .

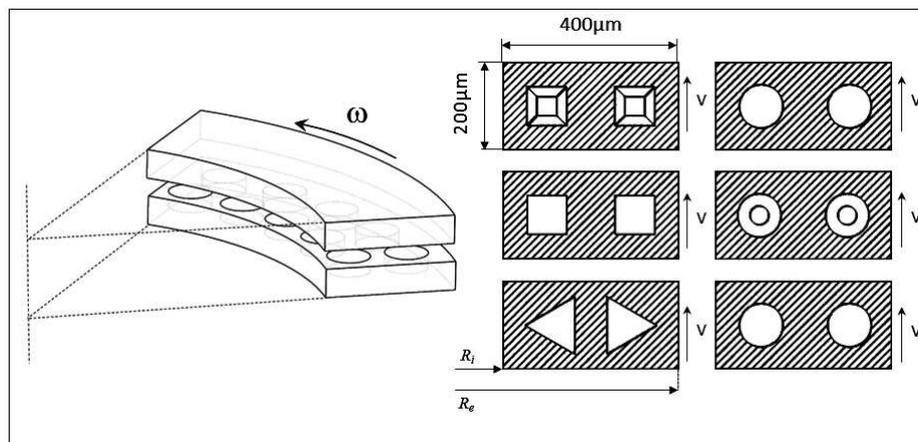


FIGURE 2.14 – Configuration avec deux motifs de texture

Portance hydrodynamique

Les valeurs de portance hydrodynamique adimensionnée obtenues avec deux motifs de texture sont présentés sur la figure 2.15-a. Contrairement à ce qu'a été observé avec un seul motif de texture où la cavité triangulaire n'était pas en mesure de générer une portance hydrodynamique positive, le maximum de la portance hydrodynamique est obtenue ici avec les motifs triangulaires. Pour les valeurs élevées du paramètre hydrodynamique (ψ), la valeur maximale est environ quatre fois supérieure à celle obtenue avec des motifs cylindriques. Hormis les motifs triangulaires, toutes les autres formes de texture ont un comportement similaire à celui observée dans le cas d'un seul motif de texture figure 2.15-b.

L'augmentation significative de la portance hydrodynamique avec les formes triangulaires peut être expliquée par l'effet de pompage créé avec les motifs triangulaires. En effet, la façon dont les triangles sont orientés dans le contact va favoriser le pompage du fluide vers le milieu de l'interface de contact, ce qui augmente considérablement la pression hydrodynamique générée entre les deux triangles. L'observation des champs de pression pour les différentes formes de textures (figure 2.16) montre que, à l'exception des motifs triangulaires, toutes les autres formes de textures ne permettent pas cet effet positif. Les motifs triangulaires permettent la création d'un effet collectif qui n'existe pas dans les autres cas.

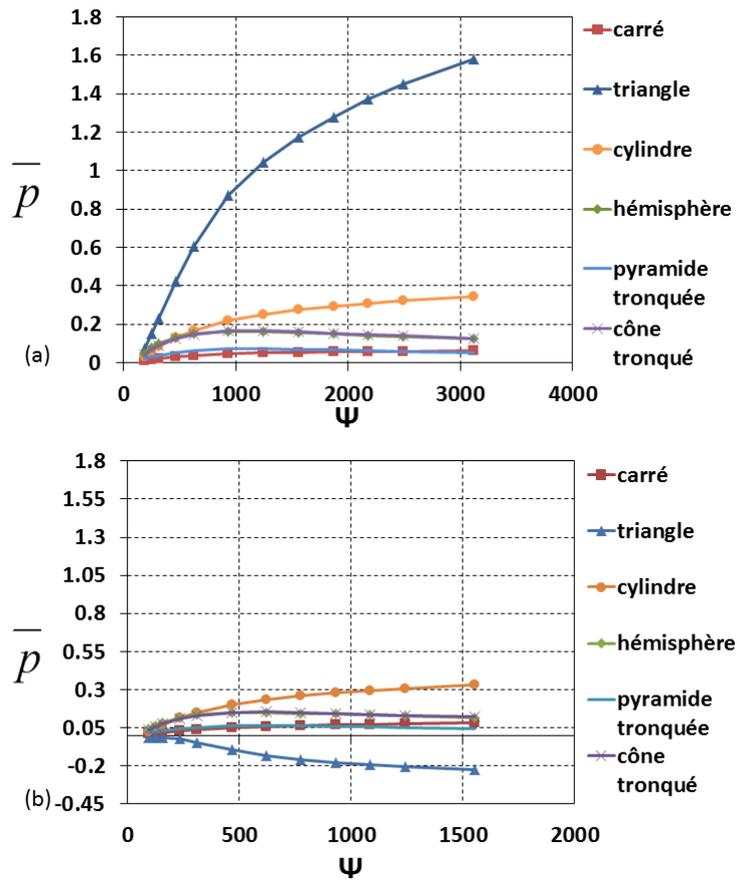


FIGURE 2.15 – Portance hydrodynamique adimensionnée : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture

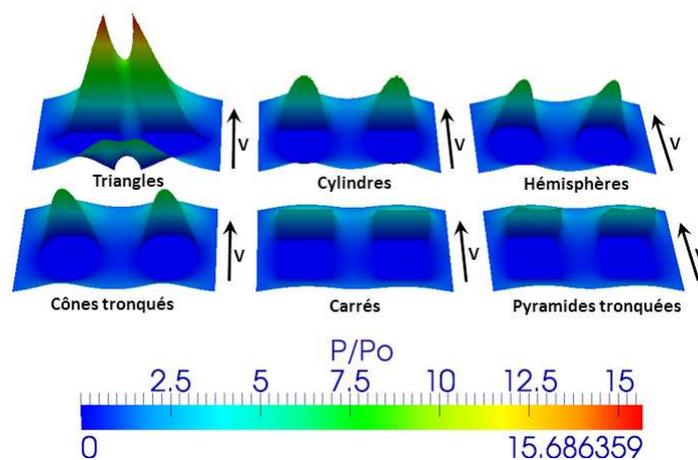


FIGURE 2.16 – Champs de pression adimensionnée pour les différentes formes de motifs de textures $\psi = 1,87 \cdot 10^3$

Débit de fuite

La variation du débit adimensionné en fonction du paramètre hydrodynamique est illustré sur la figure 2.17. Il est à noter qu'une valeur positive du débit adimensionné signifie que le fluide est pompé depuis le rayon interne vers le rayon externe de la garniture mécanique tandis qu'une valeur négative traduit un écoulement du fluide dans le sens inverse. Si l'on compare le débit adimensionné obtenu avec les deux triangles à celui obtenu avec un seul triangle, une réduction significative est observée avec la configuration contenant les deux triangles. Ce résultat est dû au pompage inverse créé par le triangle situé près du rayon externe qui permet d'équilibrer le pompage créé par le triangle situé au rayon interne, conduisant alors à une distribution de pression quasiment symétrique dans la direction radiale. Il est ainsi possible d'atteindre des valeurs de débit de fuite aussi faibles que celles obtenues avec les autres formes de texture.

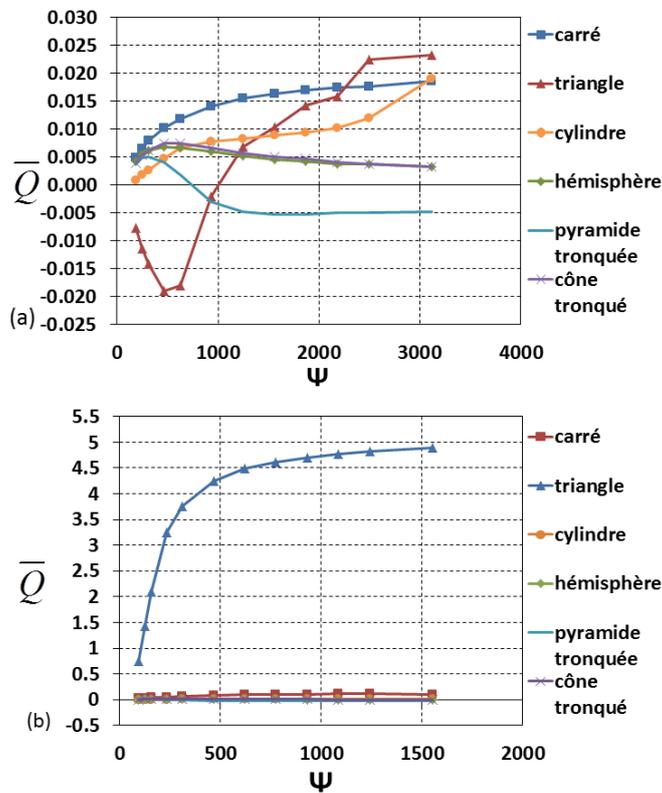


FIGURE 2.17 – Débit adimensionné : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture

Cavitation

La figure 2.18 présente la variation du taux de cavitation en fonction du paramètre hydrodynamique. L'apparition de la cavitation est très sensible au paramètre hydrodynamique et, comme attendu, elle augmente avec celle-ci. Elle tend vers la valeur asymptotique qui correspond à une zone de cavitation qui occupe 100% de la surface des textures. Les motifs triangulaires conduisent à un taux de cavitation légèrement plus faible par rapport aux autres formes de textures. Ceci, est probablement dû au niveau élevé de pression créée entre les deux triangles qui réduit la propagation de la zone de cavitation.

Les résultats issus de cette analyse montrent que les motifs triangulaires placés symétriquement par rapport à leur bases conduisent à de meilleures performances de la garniture mécanique tandis les autres motifs de textures ont un effet très faible et limité. Ainsi, les motifs triangulaires sont retenus pour la suite de l'étude. Par conséquent, la configuration avec les triangles va être étudiée plus en détails.

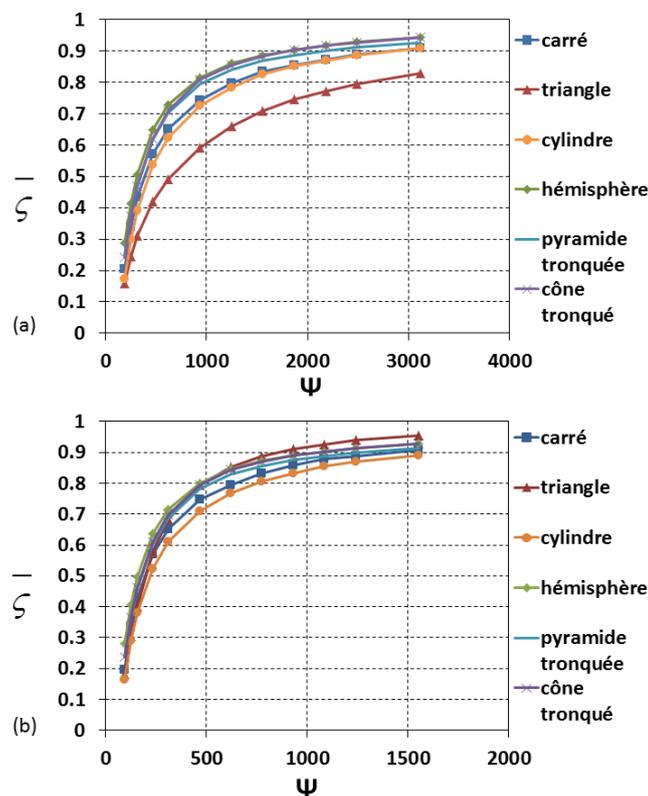


FIGURE 2.18 – Taux de cavitation : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture

Influence de l'orientation des triangles

Dans cette analyse, trois autres configurations avec deux triangles orientés différemment sont réalisées (figure 2.19). Bien que les configurations B et C ne répondent pas à la contrainte que nous avons

annoncé au début du paragraphe, l'objectif de cette analyse est d'évaluer l'efficacité de la configuration (A) choisie dans la paragraphe précédent.

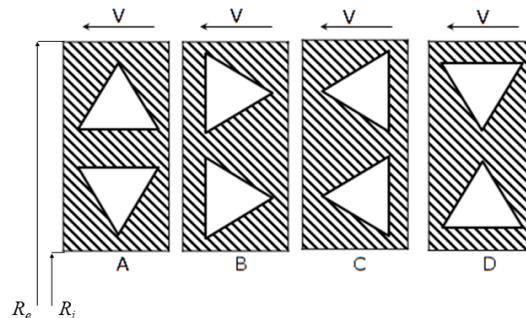


FIGURE 2.19 – Configurations correspondant à différentes orientations possibles des triangles

La figure 2.20 présente la portance adimensionnée en fonction du paramètre hydrodynamique pour les quatre orientations des triangles : A, B, C et D. La configuration A semble être la meilleure pour générer de la portance hydrodynamique, sauf pour les faibles valeurs du paramètre hydrodynamique où la configuration B peut créer une force plus élevée. Les meilleurs résultats obtenus avec la configuration A peuvent être expliqués par le fait que celle-ci favorise l'apparition du phénomène de pompage entre les deux triangles, ce qui permet de générer localement une pression élevée dont l'amplitude augmente avec le paramètre hydrodynamique. Pour la configuration D, l'effet de pompage est inversé ce qui va favoriser l'apparition de cavitation entre les deux triangles et conduit ainsi à des valeurs négatives de la portance adimensionnée.

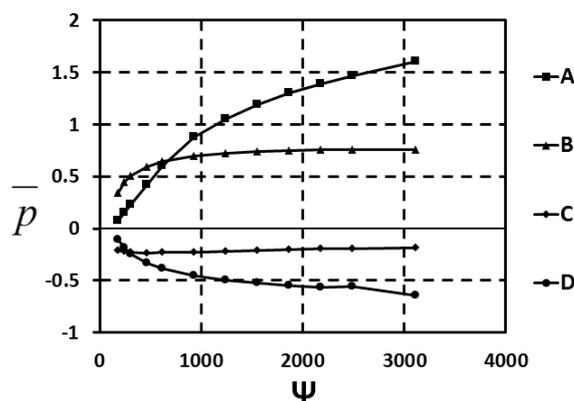


FIGURE 2.20 – Portance adimensionnée avec les différentes orientations des triangles

Pour les configurations B et C, il n'y a pas d'effet collectif, seulement un effet local. Par ailleurs, Les triangles disposés suivant la configuration B permettent de créer une portance hydrodynamique plus élevée que ceux de la configuration C. En effet, les sommets des triangles de la configuration B sont positionnés en aval par rapport au sens du glissement, ce qui crée alors une grande résistance à l'écoulement de fluide lors de sa sortie des cavités, conduisant ainsi à des pressions élevées sur la base des triangles.

Ces résultats prouvent que l'orientation des triangles par rapport à la direction de glissement a un effet significatif sur la pression hydrodynamique. De plus, ils confirment que la configuration A est la meilleure grâce à l'effet collectif résultant du pompage du fluide entre les deux triangles.

Influence de la distance séparant deux triangles symétriques

Dans cette section, le domaine d'étude peut contenir cinq cellules . Deux triangles sont placés dans le domaine d'étude. La distance entre les deux triangles est ensuite modifiée, comme le montre la figure 2.21, afin d'évaluer l'influence de la distance qui sépare les deux triangles sur la génération la portance hydrodynamique.

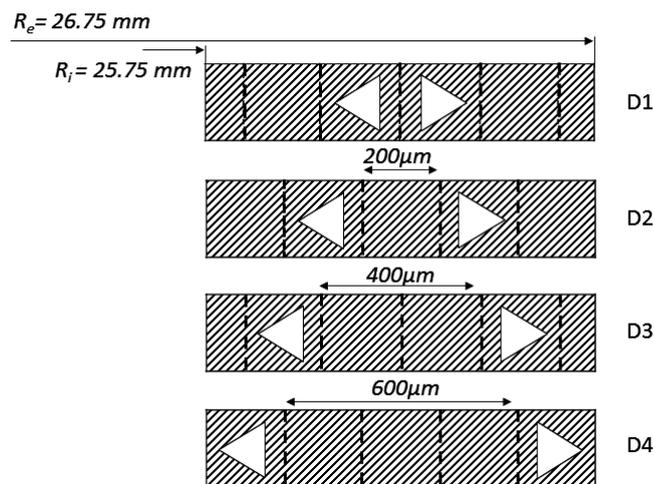


FIGURE 2.21 – Configurations avec différentes distances entre les deux triangles

La portance adimensionnée correspondant à chaque distance est présentée sur la figure 2.22. Elle révèle que la portance hydrodynamique générée par des triangles placés dans une position symétrique est une fonction croissante de la distance qui sépare les deux triangles. La figure 2.23 présente un exemple des champs de pression pour les différentes distances de séparation des motifs et pour une valeur de paramètre hydrodynamique $\psi = 4730$. Cet exemple montre qu'en augmentant la distance entre les deux triangles, l'aire de la zone où se développe la pression produite par l'effet de pompage est augmentée elle aussi, ce qui conduit à une plus grande portance.

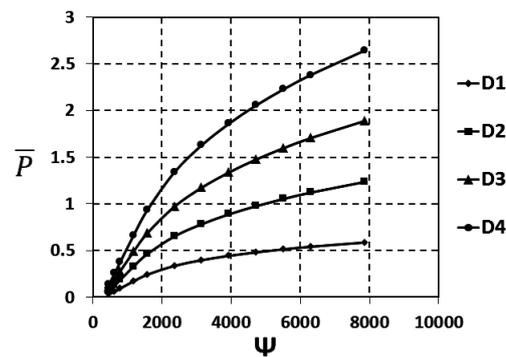
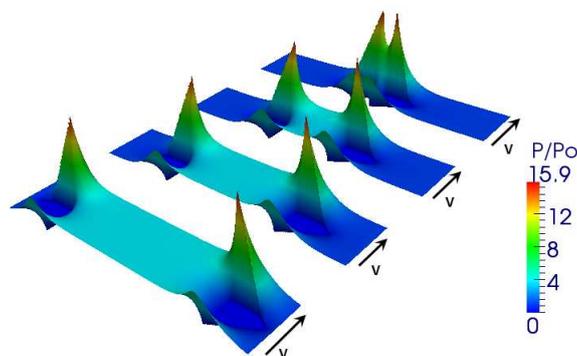


FIGURE 2.22 – Portance adimensionnée en fonction de la distance entre les deux triangles

FIGURE 2.23 – Exemples de champs de pression obtenus en faisant varier la distance entre les deux triangles ($\psi = 4730$)

Conclusion

Dans la première partie de cette étude paramétrique, le comportement local et global de plusieurs formes de texture a été analysé. Tout d'abord une étude de l'optimisation de maillage a été présentée et elle nous a montré qu'un maillage de 200×200 nœuds dans chaque cellule de $40000 \mu\text{m}^2$ est suffisant pour assurer la précision des résultats sans trop augmenter le temps de calcul. Puis, une étude paramétrique avec un seul motif de texture a été réalisée. Les résultats issus de cette étude ont montré que la forme cylindrique est plus adaptée pour générer une portance hydrodynamique élevée tandis que le triangle a une capacité de charge négative et donne le plus grand débit de fuite. De plus, les résultats ont montré qu'une densité locale de 0,3 permet d'atteindre une plus grande portance hydrodynamique pour chaque forme de motifs, tandis que le rapport de profondeur semble dépendre du profil du bord des motifs. Les motifs avec bord normal sont plus efficaces avec un rapport de 5/2, tandis que les motifs ayant un bord incliné ou courbé sont plus performant lorsque ce rapport de profondeur vaut 5. Ensuite, une deuxième étude paramétrique a été menée en considérant deux motifs de texture dans le domaine

d'étude. Le résultat majeur de cette étude est que les triangles placés symétriquement par rapport à leurs bases travaillent collectivement pour créer un effet de pompage qui augmente la pression hydrodynamique dans le contact et réduit le débit de fuite.

2.2.2 Influence de l'arrangement des triangles sur les performances d'une garniture mécanique

Dans la seconde partie de cette étude paramétrique, la configuration avec les triangles placés symétriquement par rapport à leur bases est étendue pour couvrir l'interface de contact d'une garniture mécanique comme illustré sur la figure 2.24. Les rayons interne et externe de la garniture mécanique sont respectivement 25,75 et 28,75 mm. Afin d'étudier plusieurs configurations avec les motifs triangulaires, le domaine d'étude a une largeur moyenne de 200 μm et peut être divisé en quinze cellules de longueur égale à 200 μm . L'objectif de cette partie de l'étude est d'analyser l'influence de l'arrangement des triangles dans l'interface de contact sur les performances d'une garniture mécanique. Pour atteindre cet objectif, plusieurs implémentations des triangles sont analysées comme indiqué sur la figure 2.24. Il convient de noter que la densité globale de la texture n'est pas maintenue constante durant cette analyse et peut varier en fonction de l'implémentation des triangles. Cependant, pour toutes les configurations, la taille du motif triangulaire est maintenue constante et correspond à une densité locale de 0,3. Le tableau 2.8 présente la densité globale de chaque configuration. La densité globale correspond au rapport entre la surface occupée par les motifs de texture et l'aire totale de l'interface de contact. Dans la désignation de ces configurations, les notations i et e signifient intérieur et extérieur, respectivement. Les nombres placés avant ces notations correspondent aux nombre de motifs situés près des rayons intérieur et extérieur. Par exemple la configuration 7i-7e se traduit par 7 motifs au rayon interne et 7 motifs au rayon externe.

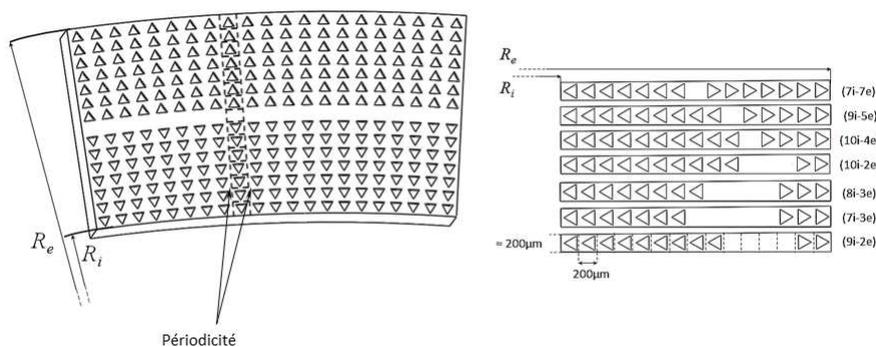


FIGURE 2.24 – Configuration avec différentes distributions des triangles sur une bande radiale

Les simulations effectuées ici sont réalisées avec une charge imposée sur la garniture mécanique. L'épaisseur du film est calculée pour parvenir à l'équilibre des forces axiales. Les performances de la garniture mécanique comme le débit de fuite, le frottement et l'épaisseur du film sont calculées et présentées en fonction du paramètre de service :

$$G = \frac{\mu \Delta r \omega R_{moy}}{F_{ferm}} \quad (2.2.10)$$

Configuration	Densité globale
7i-7e	0,28
10i-4e	0,28
9i-5e	0,28
10i-2e	0,26
8i-3e	0,22
7i-3e	0,2
9i-2e	0,22

TABLE 2.8 – Densité globale correspondant à chaque configuration de triangles

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Rayon interne	R_i	m	0,02575
Rayon externe	R_e	m	0,02875
Pression interne	p_i	Pa	0
Pression externe	p_e	Pa	2×10^6
Pression de cavitation	p_{cav}	Pa	$-0,1 \times 10^5$
Viscosité dynamique	μ	Pa.s	0,001
Densité du fluide	ρ_0	kg/m ³	1000
vitesse de rotation	ω	rad/s	30-500
Force de fermeture	F_{ferm}	N	1266
Maillage	N_T	200×3000

TABLE 2.9 – Géométrie et conditions de fonctionnement utilisés dans les simulations

Les conditions de fonctionnement et les principales caractéristiques de la garniture mécanique sont résumées dans le tableau 2.9.

Il est bien connu que, dans le cas de la lubrification hydrodynamique, l'épaisseur du film varie de façon monotone avec la vitesse. Ainsi, l'efficacité d'une texture de profondeur donnée va dépendre de la vitesse de rotation de la garniture mécanique. Par conséquent, il est nécessaire de définir la profondeur optimale des motifs triangulaires avant d'aborder l'étude de l'influence de l'implémentation des triangles.

Pour réaliser cette analyse, nous avons fait varier la profondeur des triangles entre 0,1 et 0,5 μm pour des triangles placés suivant la configuration 7i-7e. Les résultats du coefficient de frottement en fonction de la profondeur des motifs sont présentés sur la figure 2.25, pour différentes valeurs de la vitesse de rotation.

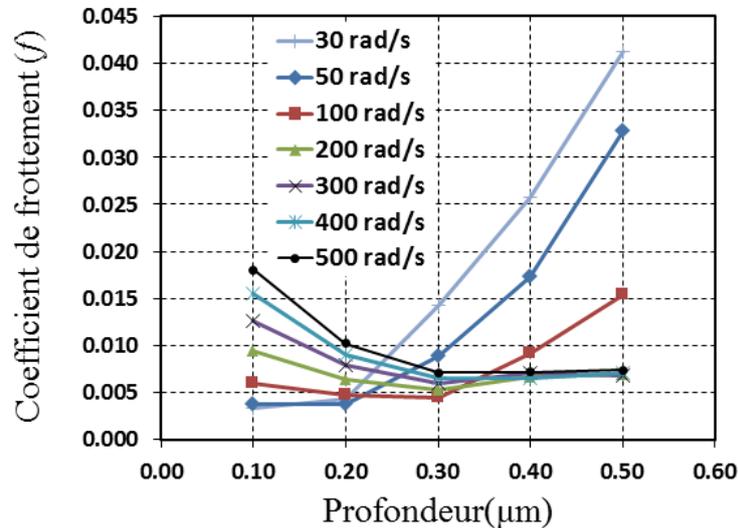


FIGURE 2.25 – Effet de la profondeur des motifs sur le coefficient de frottement pour la configuration 7i-7e

La figure 2.25 montre que pour les faibles valeurs de la vitesse de rotation, les motifs avec une faible profondeur sont plus efficaces pour réduire le frottement, tandis que les motifs plus profonds réduisent mieux le coefficient de frottement à des vitesses de rotation plus élevées. Une profondeur de 0,2 μm semble fournir un frottement modéré sur toute la plage de la vitesse considérée. Cette valeur est donc sélectionnée pour réaliser la suite de cette analyse.

Résultats et discussion

L'évolution du débit en fonction de paramètre de service est illustrée sur la figure 2.26 pour les différentes configurations. Cette figure montre que l'écoulement du fluide est très sensible à la répartition des triangles. Le niveau et le sens de l'écoulement du fluide peuvent être contrôlés en modifiant le nombre de triangles placés près des rayons intérieur et extérieur de la garniture mécanique. Un avantage peut être alors tiré de cette propriété afin de minimiser la fuite. Parmi toutes les configurations testées ici, les configurations 8i-3e, 10i-4e, 10i-2e et 9i-2e donnent les débits de fluide les plus faibles, ce qui est l'un des objectifs ultimes d'une garniture mécanique. Cependant, les résultats obtenus avec les configurations 10i-4e, 10i-2e et 9i-2e sont situés dans les valeurs positives du débit, ce qui signifie que le fluide est aspiré de l'environnement extérieur (atmosphère) vers la garniture mécanique. Ce mécanisme va priver l'interface de contact de lubrifiant, ce qui peut nuire au bon fonctionnement de la garniture mécanique.

En effet, il est primordial de maintenir au moins une faible fuite pour assurer une bonne lubrification des surfaces de contact, comme c'est le cas avec la configuration 8i-3e par exemple.

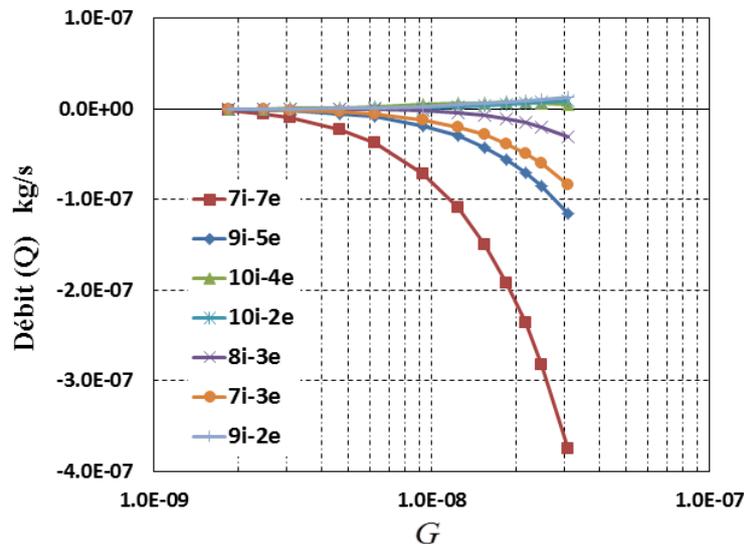


FIGURE 2.26 – Effet de l'implémentation des triangles sur le débit de fuite

Ce contrôle du débit peut être expliqué par l'effet de pompage généré par les triangles situés près du rayon intérieur qui peut équilibrer le débit créé par les triangles situés près du rayon extérieur de la garniture mécanique et le différentiel de pression. Afin de bien expliquer ce comportement, les profils radiaux des champs de pressions correspondant aux configurations 7i-3e, 8i-3e et 9i-2e sont présentés sur la figure 2.27. Les résultats de cette figure montrent que la pente du champ de pression dans la zone non texturée, située entre les deux groupes de triangles, influence significativement le sens du débit de fluide. En effet, si la pente est positive (7i-3e), cela signifie que la fuite a lieu de l'extérieur vers l'intérieur. Par contre, si la pente est négative (9i-2e), cela signifie que le fluide est pompé depuis l'environnement vers le rayon extérieur. Lorsque la pente est proche de zéro, l'équilibre entre les débits est presque établi et le débit de fuite résultant est alors très faible.

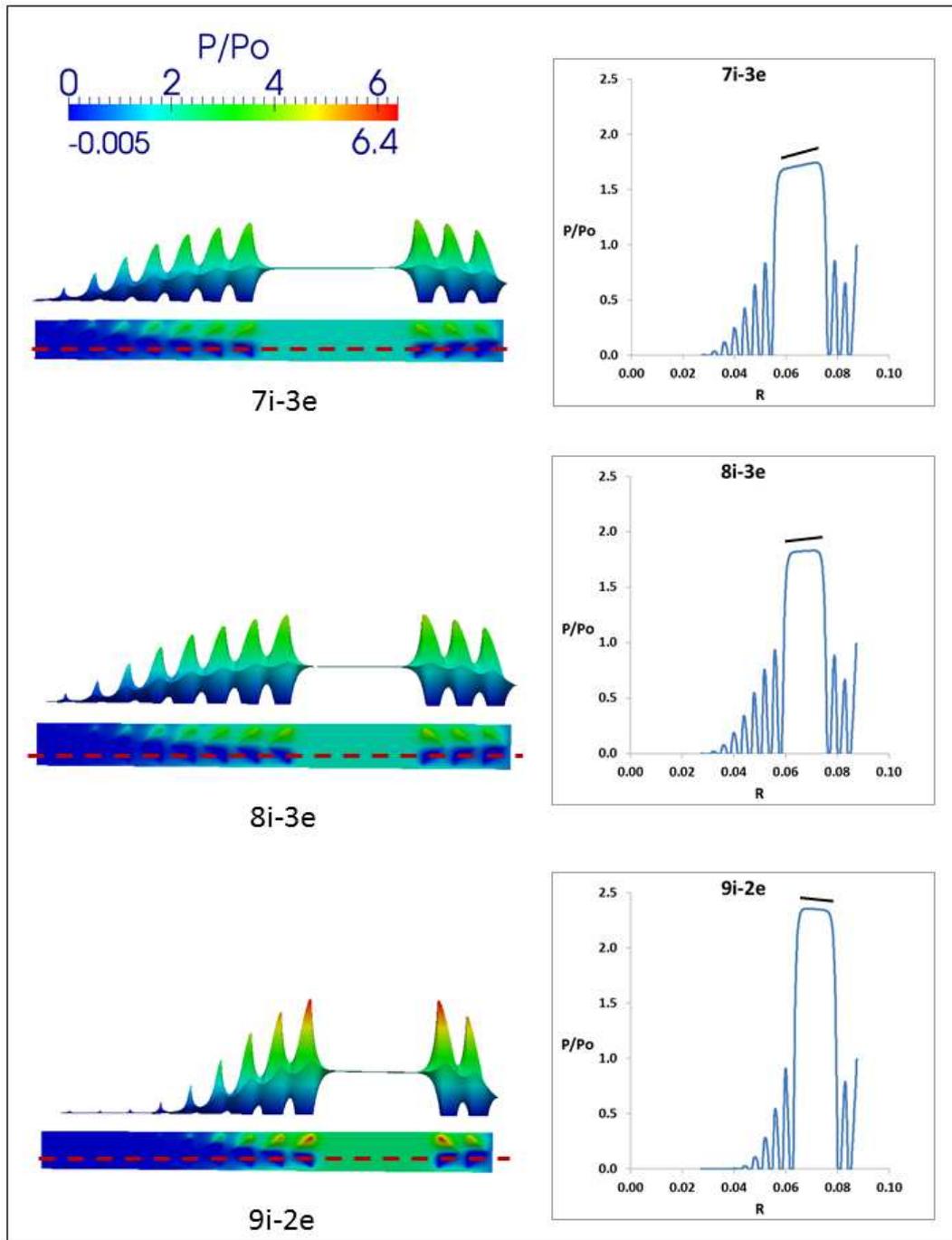


FIGURE 2.27 – Effet de la distribution des triangles sur le champ de pression $G = 1,86 \cdot 10^{-8}$

Le coefficient de frottement pour les différentes configurations est illustré sur la figure 2.28, en fonction du paramètre de service. Ces résultats montrent que les configurations 10i-2e et 9i-2e conduisent à des valeurs de coefficient de frottement beaucoup plus élevées qu'avec les autres configurations, notamment pour les faibles valeurs du paramètre de service. Les coefficients de frottement avec les configurations 10i-2e et 9i-2e se trouvent d'abord aux valeurs maximales, respectivement 0,058 et 0,046, puis diminuent en fonction du paramètre de service jusqu'à atteindre des valeurs minimales, respectivement

0,01 et 0,009. A partir de ces valeurs, les coefficients de frottement croissent en fonction du paramètre de service, mais avec une faible pente. Pour les autres configurations (7i-7e, 9i-5e, 10i-4e, 8i-3e et 7i-3e), les coefficients de frottement augmentent en fonction du paramètre de service sur toute la plage de valeur testée. Toutefois, les frottements résultants pour ces configurations sont, d'une part, plus faibles que ceux obtenus avec les configurations 10i-2e et 9i-2e et, d'autre part, à des valeurs proches les unes des autres. La forte augmentation du coefficient de frottement observée avec les configurations 10i-2e et 9i-2e peut être expliquée par les valeurs de taux de cavitation observés sur la figure 2.29. Les configurations 10i-2e et 9i-2e donnent les taux de cavitations les plus élevés. Ils sont environ 120% plus élevés que celui observé avec la configuration 7i-7e qui donne le taux de cavitation le plus faible. Cela est probablement dû au pompage inverse (aspiration de fluide depuis l'atmosphère vers la garniture mécanique) généré avec ces configurations. Ce comportement va favoriser l'apparition des zones de cavitation, ce qui va affecter la génération de la pression hydrodynamique et conduire à un film fluide moins épais, comme l'illustre la figure 2.30. Notons que pour l'ensemble des configurations, le taux de cavitation et l'épaisseur de film augmentent avec le paramètre de service.

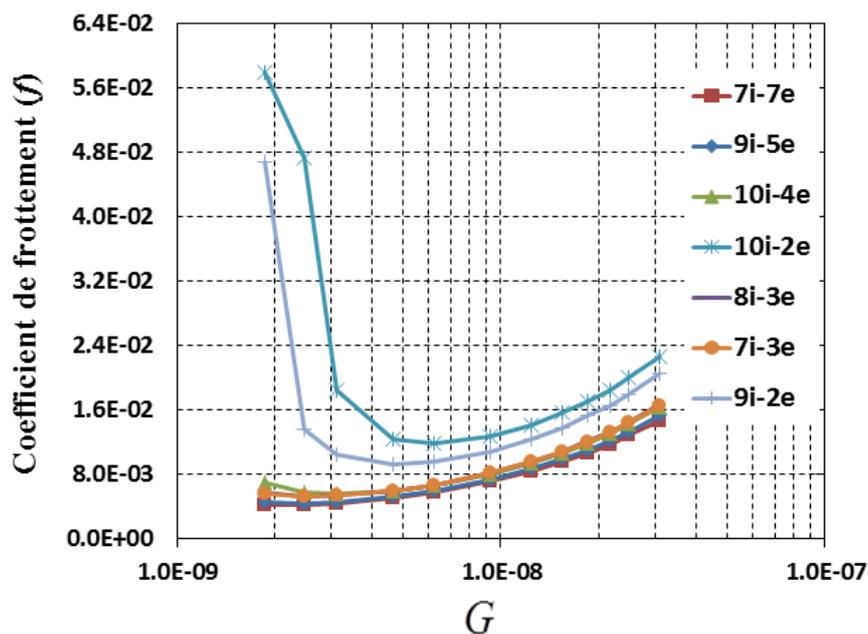


FIGURE 2.28 – Effet de l'implémentation des triangles sur le coefficient de frottement

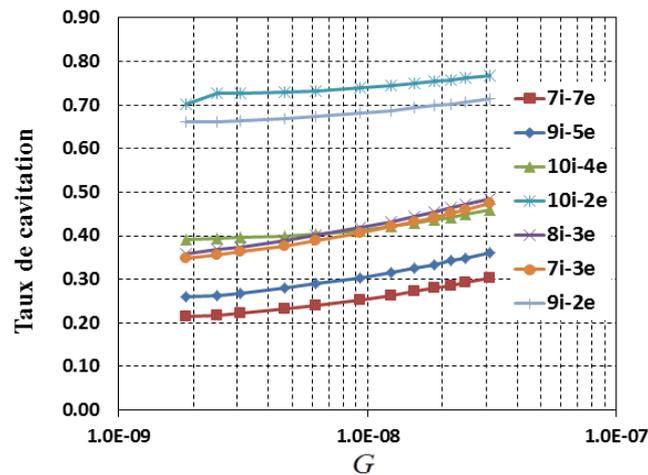


FIGURE 2.29 – Effet de l’implémentation des triangles sur le taux de la cavitation

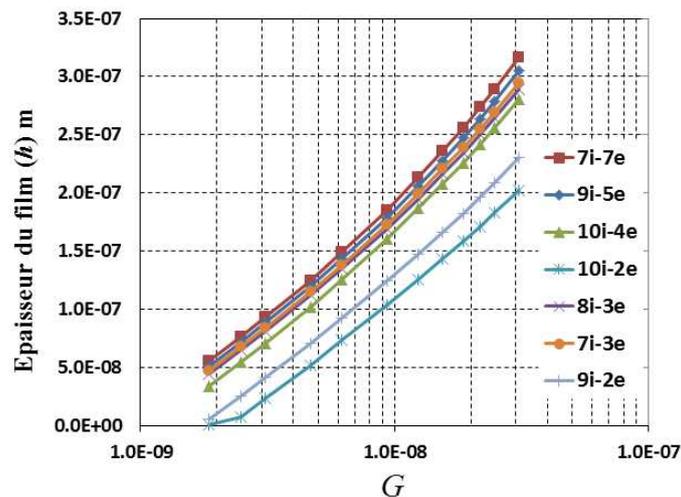


FIGURE 2.30 – Effet de l’implémentation des triangles sur l’épaisseur du film

Synthèse

Le tableau 2.10 présente un bilan des performances de la garniture mécanique obtenues avec les différentes configurations pour un paramètre de service de $G = 1.86 \cdot 10^{-8}$ ($\omega = 300 \text{ rad/s}$). En écartant les configurations donnant les débits positifs, le choix se concentre sur les configurations 7i-7e, 9i-5e, 8i-3e et 7i-3e. En considérant le débit de fuite et le coefficient frottement comme les performances essentielles pour déterminer la configuration optimale, le choix se porte sur la configuration 8i-3e, qui offre le plus faible débit de fuite (en valeur absolue) tout en donnant un coefficient de frottement raisonnable.

Configuration	Débit	f	Taux de cavitation	Épaisseur du film
7i-7e	$-1,92 \cdot 10^{-7}$	$1,07 \cdot 10^{-2}$	0,279	$2,56 \cdot 10^{-7}$
10i-4e	$7,43 \cdot 10^{-9}$	$1,19 \cdot 10^{-2}$	0,435	$2,26 \cdot 10^{-7}$
9i-5e	$-5,55 \cdot 10^{-8}$	$1,11 \cdot 10^{-2}$	0,334	$2,47 \cdot 10^{-7}$
10i-2e	$5,39 \cdot 10^{-9}$	$1,71 \cdot 10^{-2}$	0,753	$1,58 \cdot 10^{-7}$
9i-2e	$7,50 \cdot 10^{-9}$	$1,53 \cdot 10^{-2}$	0,698	$1,83 \cdot 10^{-7}$
8i-3e	$-1,8 \cdot 10^{-8}$	$1,22 \cdot 10^{-2}$	0,454	$2,34 \cdot 10^{-7}$
7i-3e	$-3,81 \cdot 10^{-8}$	$1,21 \cdot 10^{-2}$	0,443	$2,39 \cdot 10^{-7}$

TABLE 2.10 – Performance de la garniture mécanique pour $G = 1,86 \cdot 10^{-8}$

2.2.3 Conclusion

Une étude numérique a été réalisée pour étudier l'effet de la texturation de surface sur les performances d'une garniture mécanique dans le cas de la lubrification hydrodynamique entre deux surfaces parfaitement parallèles.

Dans la première partie de cette étude, les effets locaux et globaux de plusieurs formes et orientations de textures sur les performances hydrodynamiques ont été analysés. Les résultats ont montré qu'une densité locale de 0,3 donne la plus grande portance hydrodynamique pour chaque forme tandis que le rapport des profondeurs semble dépendre du profil des motifs de texture. En effet, les motifs ayant un bord de cavité vertical sont plus efficaces avec un rapport de profondeur de 5/2 tandis que les motifs ayant un bord au profil courbé ou incliné donnent de meilleures performances avec un rapport de profondeur de 5. Dans le cas où un seul motif de texture est utilisé, la forme cylindrique présente les meilleures performances tandis que la forme triangulaire donne la plus faible portance hydrodynamique et conduit à un débit de fuite très élevé. En revanche, lorsque deux motifs de texture sont considérés dans le domaine d'étude, les triangles placés symétriquement par rapport à leurs bases ont montré la plus forte portance hydrodynamique avec une réduction significative du débit de fuite. Ceci est dû à une effet collectif qui ne peut être créé avec les autres motifs.

Dans la seconde partie de cette étude, l'effet de l'implémentation des triangles sur les performances de la garniture mécanique a été analysé. Les résultats issus de cette analyse ont montré que le nombre de triangles disposés à côté des bords intérieur et extérieur a une influence significative et surtout qu'il permet de contrôler le débit de fuite. Des triangles de $0,2 \mu\text{m}$ de profondeur semblent les mieux adaptés pour maintenir un coefficient de frottement faible sur toute la plage de vitesse de rotation utilisée dans cette partie de l'étude. Finalement, la configuration optimale parmi celle testées pour réduire le débit de fuite et le coefficient de frottement s'est révélé être celle constituée de 8 triangles au rayon intérieur et 3

triangles au rayon extérieur, soit la distribution 8i-3e.

2.3 Prise en compte de l'état de surface et de la forme réelle des motifs triangulaires

La géométrie des motifs introduits dans le modèle de calcul est idéale. Cependant, les motifs usinés sur les surfaces réelles présentent des défauts inhérents à la méthode de réalisation. Comme cela a été mentionné auparavant, la texturation est réalisée, dans notre étude, sur des garnitures en acier inoxydable par une gravure ionique couplée à des traitements thermochimiques assistés par plasma. Des défauts de forme sont souvent rencontrés suite à la gravure ionique à travers des masques protecteurs et au traitement thermochimique.

La conception des masques joue un rôle évident pour définir la forme finale des motifs de texture. Durant le traitement par la gravure ionique, le motif du masque est transféré sur le substrat en exposant les zones non protégées au plasma. Les motifs du masque sont conçus en utilisant un usinage par laser. Une plaque en nickel est exposée au faisceau laser et certaines zones bien définies sont fondues. Par conséquent, le masque peut présenter des ouvertures avec des bords déformés. De plus, le faisceau du laser a une taille minimum d'environ 5 μm . Ainsi, la forme des ouvertures que contient le masque ne respecte pas pleinement la forme souhaitée, en particulier avec les géométries contenant des angles aigus (triangle, carré et rectangle), comme le montre la figure 2.31.

A ces défauts de forme, on peut rajouter le défaut de la rugosité qui peut apparaître dans le fond des motifs de texture et qui est inhérente à la méthode de gravure ionique. En effet, cette rugosité dans le fond des motifs est due à la réponse anisotrope de l'acier à la gravure ionique (grains de différentes orientations cristallographiques, donc un taux de gravure différent).

Le dernier défaut que nous allons analyser dans cette partie est la rugosité de surfaces en dehors des motifs de texture qui peuvent apparaître après le traitement thermochimique qui dans notre cas, est la carburation. Il consiste à introduire du carbone dans de l'acier sous certaines conditions de température et de polarité dans un réacteur. Ce traitement se manifeste par un gonflement de la couche carburée, ce qui conduit au déchaussement des grains de l'acier et donc à l'apparition d'une rugosité sous forme de plateau.

Après avoir pris conscience de ces défauts, il est utile de les analyser afin de connaître leur influence sur les résultats de la modélisation.

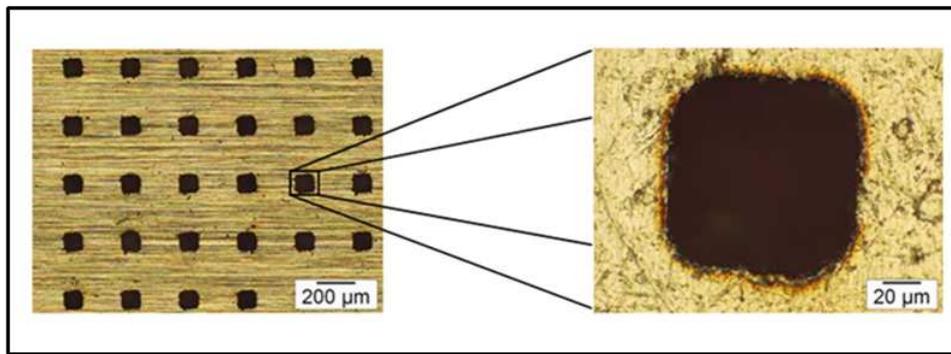


FIGURE 2.31 – Exemple d’un masque avec des ouvertures carrées

Avant d’entamer cette analyse, il est important de signaler que, pour des raisons techniques de faisabilité, une contrainte a été imposée sur la configuration optimale de la texture triangulaire par nos partenaires de l’Institut Jean Lamour qui s’occupent de l’usinage des textures. Cette contrainte consiste à laisser une zone non texturée d’environ 200 μm à chaque extrémité de l’interface de contact. Une évaluation de la configuration optimale prenant en compte cette condition s’avère donc nécessaire. Pour cela, des simulations supplémentaires ont été effectuées avec les configurations 8i-3e et 7i-3e respectant la contrainte. Ces deux nouvelles configurations sont désignées par 7i-3e* et 8i-3e*, illustrées dans la figure 2.32. Les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau 2.9.

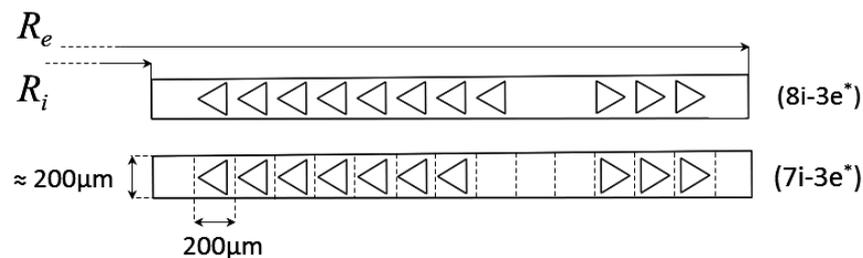


FIGURE 2.32 – Configurations avec une zone non texturée à chaque extrémité

Les résultats du débit de fuite et du coefficient de frottement correspondants sont donnés dans la figure 2.33 en comparaison avec les résultats obtenus pour les configurations 8i-3e et 7i-3e.

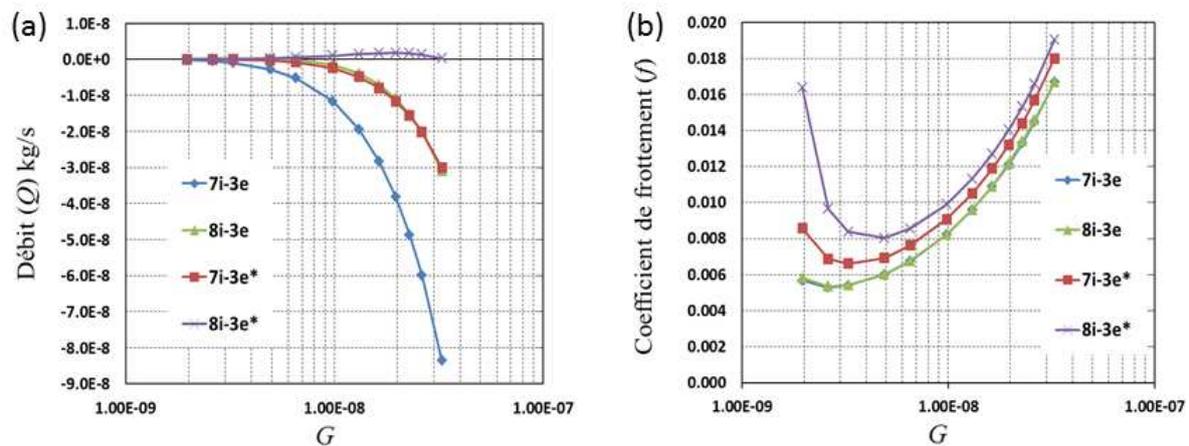


FIGURE 2.33 – Valeurs du débit de fuite et du coefficient de frottement en prenant en compte une zone non texturée à chaque extrémité : (a) débit de fuite, (b) coefficient de frottement

La figure 2.33 montre que la prise en compte de cette contrainte va affecter les débits de fuite des configurations 7i-3e et 8i-3e. En effet, la configuration 8i-3e* réduit de manière significative le débit de fuite au point d'inverser la direction de l'écoulement du fluide, ce qui ne permet pas la bonne lubrification de la garniture mécanique. Pour la configuration 7i-3e*, le débit de fuite est aussi diminué par rapport à la configuration initiale 7i-3e, mais coïncide parfaitement avec le débit de fuite obtenu avec la configuration optimale 8i-3e. Le coefficient de frottement est augmenté pour les deux configurations 8i-3e* et 7i-3e*. Cependant, le frottement résultant est beaucoup plus important avec la configuration 8i-3e* qu'avec la configuration 7i-3e*. La nouvelle configuration que nous retenons pour la suite de l'étude est donc la configuration 7i-3e* ayant une zone non texturée d'environ $200 \mu\text{m}$ à chaque extrémité de l'interface de contact.

2.3.1 Analyse des surfaces réelles

Pour analyser les surfaces texturées, un appareil de mesure optique est utilisé. Le principe de cet appareil est basé sur la microscopie interférométrique qui consiste à rechercher les maxima d'interférences lumineuses pour en extraire une information sur les reliefs de la surface mesurée. La résolution verticale de cet appareil est sub-nanométrique, ce qui est suffisant pour caractériser les surfaces texturées. La texture est obtenue après une gravure ionique de 2 heures suivie par une carburation d'environ 32 heures. Le résultat mesuré par l'appareil est brut et nécessite un traitement avant d'en extraire les caractéristiques de la surface.

Redressement

Le redressement consiste à soustraire le plan des moindres carrés afin d'éliminer un éventuel misalignement entre l'axe optique et l'axe normal de la surface mesurée.

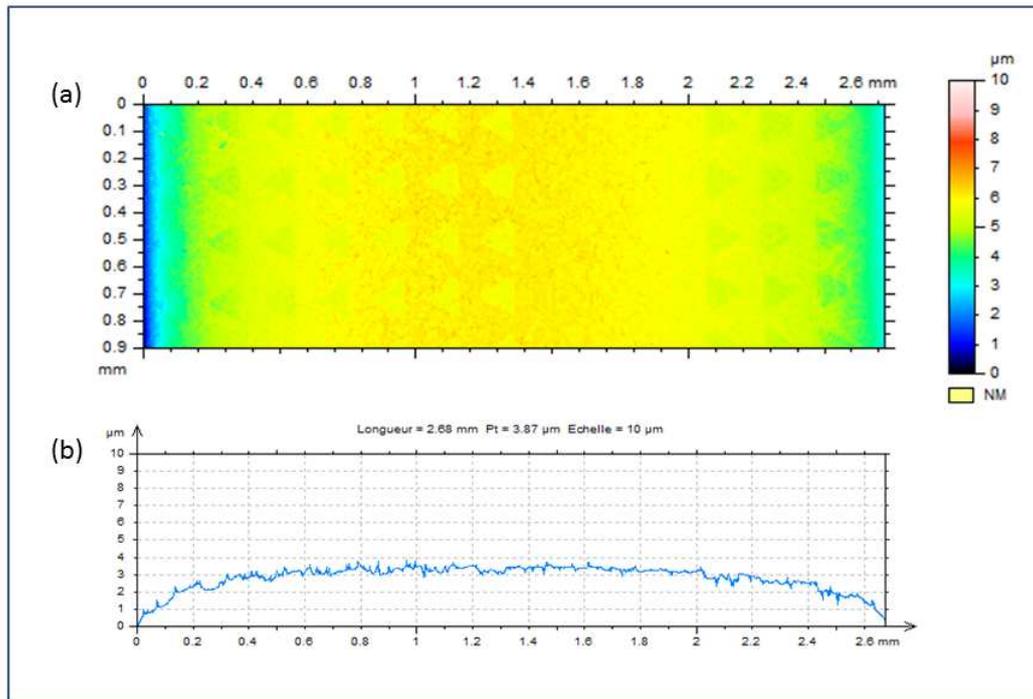


FIGURE 2.34 – Surface après redressement

Après redressement (figure 2.34), le résultat montre que la surface traitée présente un défaut de forme, qui consiste en une courbure d'environ $4 \mu\text{m}$ d'amplitude. Afin de respecter l'hypothèse de lubrification entre deux surfaces parallèles, ce défaut sera écarté durant cette partie de l'étude. En revanche, il sera étudié plus en détails dans le chapitre suivant.

Suppression de la forme

Cette opération consiste à rechercher le polynôme de degré n approchant au mieux la forme de la surface. Sur l'exemple présenté, un polynôme de degré 7 est utilisé.

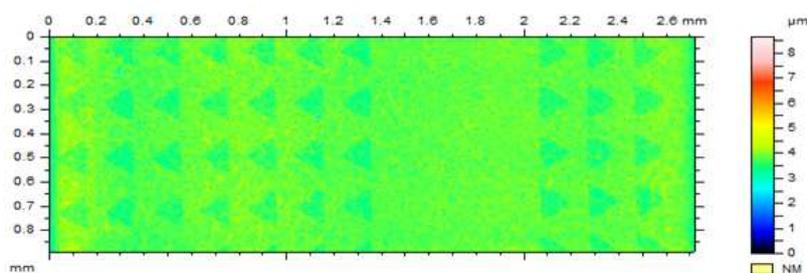


FIGURE 2.35 – Surface après suppression de la forme

Seuillage

L'opération de seuillage permet de tronquer artificiellement le profil de la surface mesurée à une altitude donnée en éliminant les pics et les vallées trop importants qui peuvent masquer les reliefs. Après seuillage, le résultat (figure 2.36) montre l'apparition d'une rugosité sous forme de plateau à l'intérieur et en dehors des motifs triangulaires. Cette rugosité est due au déchaussement des grains résultant du traitement thermo-chimique (carburation) de l'acier inoxydable.

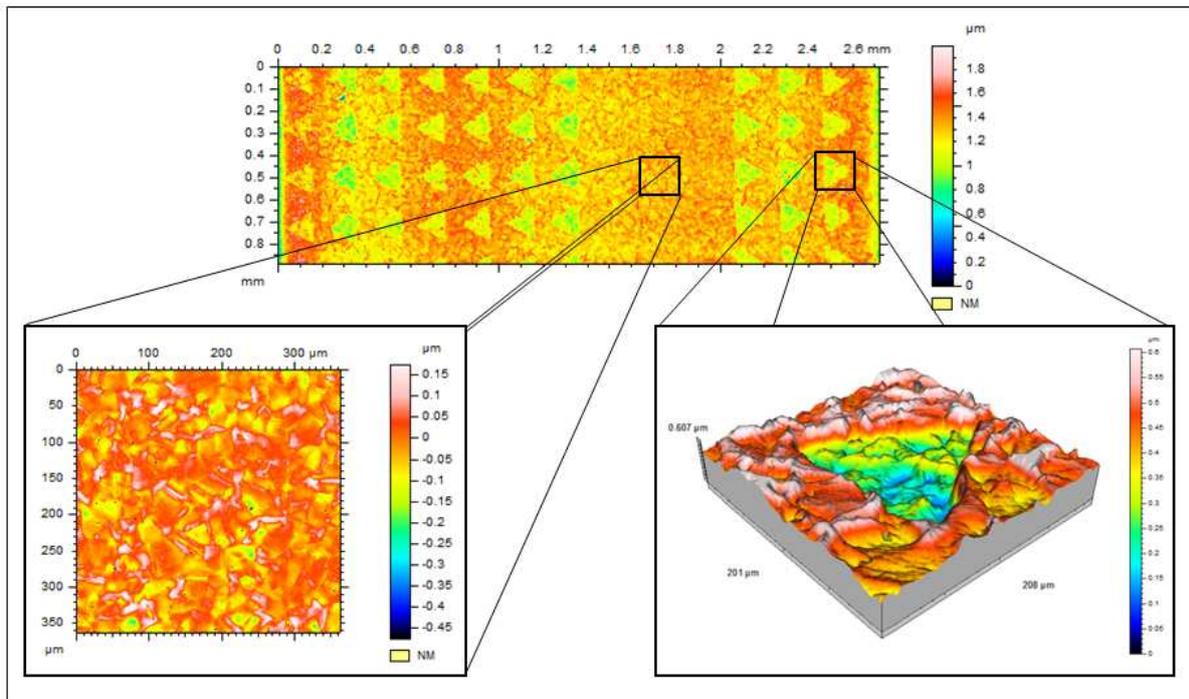


FIGURE 2.36 – Surface après seuillage

La forme réelle de la texture triangulaire a été analysée et trois défauts de forme ont été sélectionnés pour être discutés dans cette partie de l'étude : la rugosité à l'intérieur des motifs, le rayon de courbure des angles et les frontières déformées 2.37. En plus de ces défauts, nous analysons aussi l'effet de la rugosité de surface en dehors des motifs de texture. Pour cela, un code de génération de surface rugueuse est utilisé afin de modéliser des surfaces qui ont des caractéristiques proches de celles des surfaces réelles.

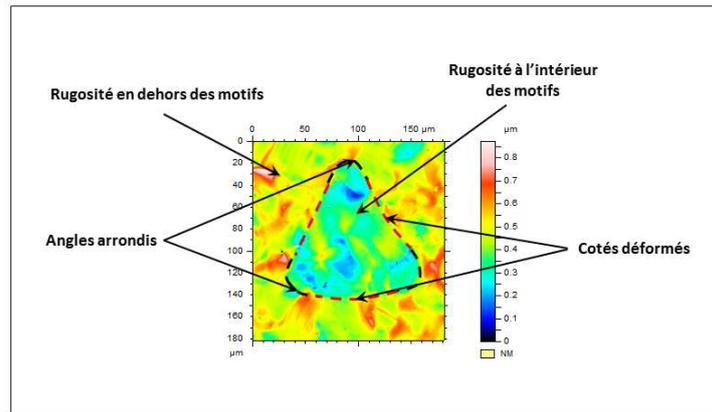


FIGURE 2.37 – Défauts de forme et défaut de surface

Caractérisation des surfaces

Selon Minet *et al.* [131], les paramètres nécessaires pour modéliser une surface sont :

- L'écart type des hauteurs des rugosités S_q ;
- Le paramètre d'asymétrie des hauteurs (Skewness) SS_k ;
- Le paramètre d'étalement des hauteurs (Kurtosis) SK_u ;
- Les longueurs d'autocorrélation dans la direction radiale λ_r et circonférentielle λ_θ (mesurées à 80% de décroissance du pic) ;

L'écart-type

L'écart-type est défini en fonction de la hauteur de rugosité mesurée à partir du plan moyen de la surface. Il permet d'évaluer l'intervalle de variation de la hauteur de rugosité.

$$S_q = \left(\frac{1}{NM} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M Z_{ij}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.1)$$

Z_{ij} désigne la hauteur de la rugosité des points de la surface, mesurée à partir du plan moyen. N et M définissent le nombre de points dans les directions radiale et circonférentielle, respectivement.

Le Skewness

Le Skewness (ou paramètre d'asymétrie) est un paramètre qui mesure le degré d'asymétrie d'une distribution par rapport au plan moyen. Il peut être exprimé comme suit :

$$SS_k = \frac{1}{NMS_q^3} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M Z_{ij}^3 \quad (2.3.2)$$

Une valeur négative (resp. positive) de SS_k signifie que la surface présente plus (resp. moins) de vallées que de pics. Une valeur nulle indique qu'il y a autant de vallées que de pics.

Le Kurtosis

Le Kurtosis (ou paramètre d'étalement) désigne l'aplatissement d'une distribution. Son expression est donnée par :

$$SK_u = \frac{1}{NMSq^4} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M Z_{ij}^4 \tag{2.3.3}$$

Une valeur de SK_u inférieure à 3 indique que les motifs de rugosité (vallées et pics) sont larges et leurs extrémités peu éloignées du plan moyen. A l'inverse, si une valeur de SK_u est supérieure à 3 alors les pics sont pointus, les vallées sont étroites et leurs extrémités sont plus éloignées du plan moyen. Une distribution Gaussienne présente une valeur de SK_u égale à 3.

Fonction d'auto-corrélation

La fonction d'auto-corrélation mesure le degré de ressemblance entre une surface et elle-même lorsqu'elle est décalée dans une direction. Elle permet donc d'évaluer la dépendance interne de la surface et fournit les informations sur la taille caractéristique ($\lambda_r, \lambda_\theta$) des rugosités dans chacune des directions.

$$R(\Delta r, \Delta \theta) = \frac{1}{NMS_q^2} \sum_1^N \sum_1^M z(r, \theta) z(r + \Delta r, \theta + \Delta \theta) \tag{2.3.4}$$

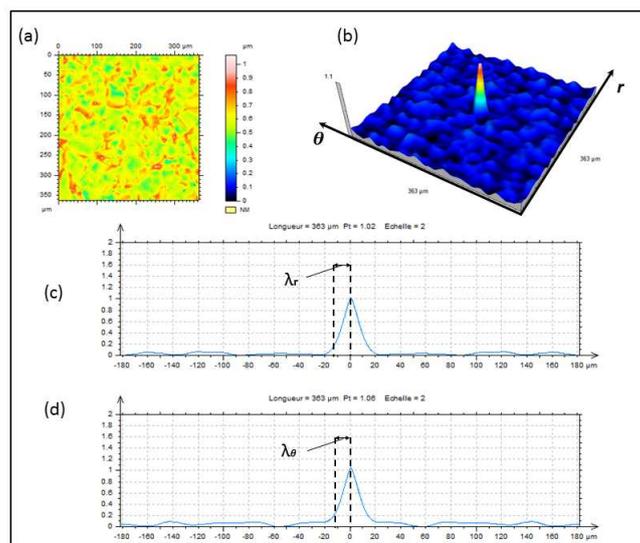


FIGURE 2.38 – Exemple de fonction d'auto-corrélation : (a) surface ; (b) fonction d'auto-corrélation ; (c) profil radial de la fonction d'auto-corrélation ; (d) profil circonférentiel

La figure 2.38-b montre la fonction d'auto-corrélation de la surface présentée dans la figure 2.38-a. Les profils radial et circonférentiel de la fonction d'auto-corrélation sont donnés dans les figures 2.38-c et 2.38-d, respectivement.

La fonction d'auto-corrélation est maximale (égale à 1) pour une translation nulle ($R(0,0)$). Cette fonction décroît et tend vers zéro, lorsque la distance ($\Delta r, \Delta \theta$) augmente. Les longueurs d'auto-corrélation sont donc mesurées pour une diminution donnée de la fonction d'auto-corrélation. On les notera λ_r et λ_θ en référence à la direction radiale et circonférentielle respectivement. Elles seront mesurées pour une diminution de 80% de la fonction d'auto-corrélation.

2.3.2 Défauts des motifs triangulaires

Rugosité à l'intérieur des motifs

L'effet de la rugosité à l'intérieur des motifs triangulaires est considéré en introduisant une surface rugueuse dans le fond des motifs triangulaires. Cette surface a été mesurée sur un échantillon en acier inoxydable qui a été traité par carburation. Une fenêtre de $200 \mu\text{m} \times 200 \mu\text{m}$ est découpée à partir de la surface réelle comme le montre la figure 2.39. Par la suite, elle est introduite dans chaque motif triangulaire pour obtenir ainsi la surface S1. Pour étudier l'influence de l'orientation de la rugosité de surface à l'intérieur des motifs triangulaires, nous avons fait tourner d'un angle de 180° l'échantillon de surface au sein de chaque motif de texture pour obtenir ainsi la surface S2. Pour ces deux surfaces, nous allons aussi étudier l'influence de la hauteur de cette rugosité sur le fonctionnement de la garniture mécanique. Pour cela, nous allons faire varier l'écart-type des hauteurs de la rugosité (S_q) entre 10 nm et 60 nm.

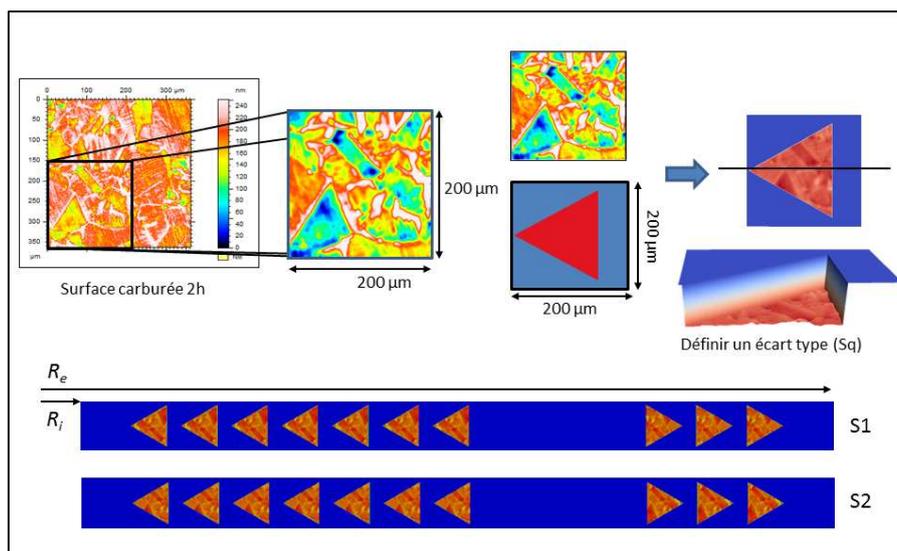


FIGURE 2.39 – Influence de la rugosité à l'intérieur des motifs de texture

La figure 2.40 illustre l'effet de la rugosité du fond des motifs de texture sur le débit de fuite. Le résultat de la configuration 7i-3e (avec des motifs lisses) est présenté dans cette figure pour servir de référence. Pour la surface (S1) le débit de fuite augmente avec l'écart-type des hauteurs de rugosité : Les plus grandes valeurs du débit de fuite sont obtenues avec la plus grande valeur de l'écart-type. Dans ce cas, le débit est environ doublé par rapport aux triangles à fond lisse pour la valeur maximale de l'écart-type des rugosités. En revanche, pour la surface (S2) le débit de fuite diminue avec une augmentation de l'écart-type des hauteurs de rugosité et les plus grandes valeurs du débit de fuite sont obtenues avec la valeur la plus élevée de l'écart-type.

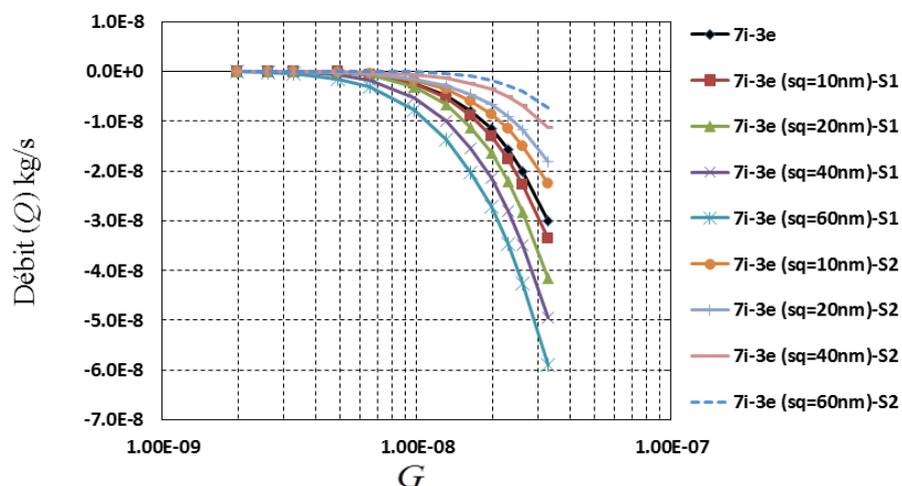


FIGURE 2.40 – Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur le débit de fuite

La figure 2.41 montre l'évolution du coefficient de frottement en fonction du paramètre de service pour les différentes hauteurs et orientations de la rugosité. Les résultats indiquent que la rugosité à l'intérieur des motifs de texture n'a quasiment aucune influence sur le coefficient de frottement, et cela malgré l'augmentation des hauteurs de la rugosité à l'exception de la surface S2 possédant les hauteurs de rugosité les plus élevées. En effet, pour un écart-type $Sq=60$ nm la surface S2 donne le coefficient de frottement le plus élevé, 0,0162, pour la plus faible valeur du paramètre de service.

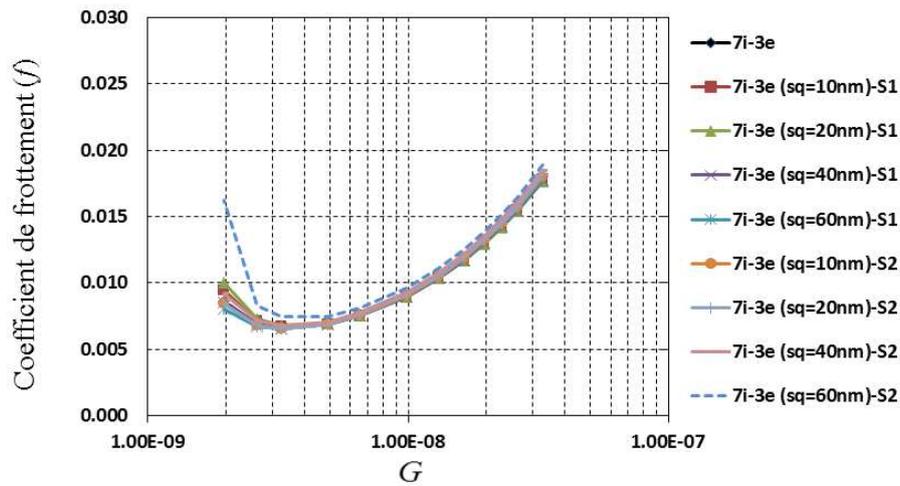


FIGURE 2.41 – Influence de la rugosité à l’intérieur des triangles sur le coefficient de frottement

Les taux de cavitation pour les différents cas testés ici sont illustrés sur la figure 2.42. Les résultats de cette figure montrent que les taux de cavitation obtenus avec la surface S2 sont légèrement plus élevés par rapport à ceux obtenus avec la surface S1. Avec la Surface S2, le taux de cavitation évolue avec les hauteurs de la rugosité et atteint les valeurs maximales avec les hauteurs possédant l’écart-type le plus élevé $Sq=60$ nm. Ce comportement est inversé avec l’orientation S1.

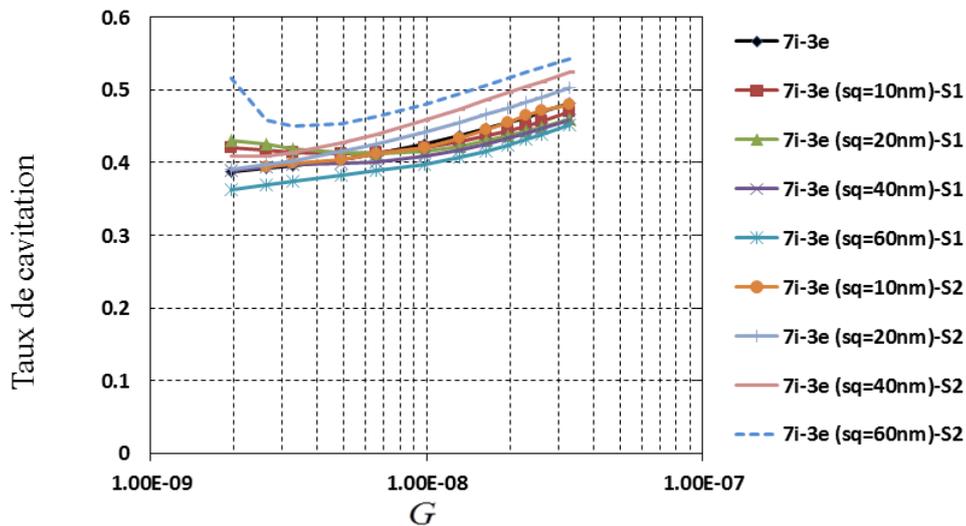


FIGURE 2.42 – Influence de la rugosité à l’intérieur des triangles sur le taux de cavitation

Comme le montre la figure 2.43 l’épaisseur de film fluide est très peu affectée par les rugosités du fond de motif.

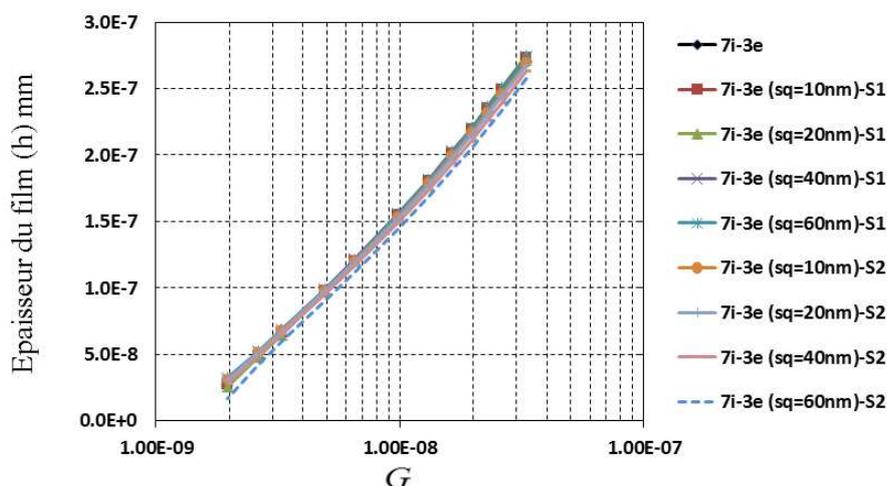


FIGURE 2.43 – Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur l'épaisseur du film

Les résultats de cette analyse ont montré que le coefficient de frottement et l'épaisseur du film sont très peu affectés par la rugosité de surface à l'intérieur des motifs. En revanche, le débit de fuite est très sensible à la fois, à la l'orientation et à la hauteur des rugosités dans les motifs de texture. En effet, les résultats ont montré que les rugosités à l'intérieur des motifs peuvent avoir un effet positif (diminution du débit) ou négatif (augmentation du débit) suivant leur orientations dans les fonds des motifs. De plus, cet effet positif ou négatif évolue avec la hauteur des rugosités.

Triangles avec des sommets arrondis

La deuxième partie de cette étude consiste à analyser l'influence des triangles présentant des sommets arrondis, sur les performances de la garniture mécanique. Ce défaut d'arrondis a été évaluée par nos partenaires de l'Institut Jean Lamour sur des échantillons texturés et ils ont mesuré une valeur maximale d'environ 20 μ m. Pour cela, des simulations avec des triangles ayant des coins arrondis de rayon R=10 μ m et 20 μ m sont effectuées et les résultats sont comparés aux résultats obtenus avec des triangles parfaits. Durant les simulations la densité locale de chaque triangle est maintenue constante à 0,3. Pour cela, la taille des triangles a été augmentée pour compenser la perte de surface due aux arrondis.

La figure 2.44 présente l'influence de la courbure des coins des triangles sur le débit de fuite en fonction du paramètre de service. Elle montre de manière claire qu'une augmentation de la courbure des sommets des triangles va engendrer une augmentation du débit de fuite. Des coins arrondis avec un rayon de 20 μ m doublent quasiment le débit de fuite obtenus avec des triangles parfaits.

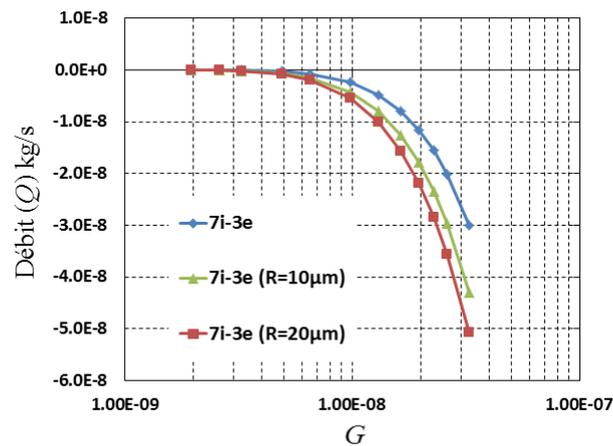


FIGURE 2.44 – Influence de la courbure des coins des triangles sur le débit de fuite

L'évolution du coefficient de frottement en fonction du paramètre de service est illustrée sur la figure 2.45. Ces résultats montrent que le coefficient de frottement est lui aussi augmenté lorsque les triangles présentent des coins arrondis. Cette augmentation est accentuée avec les triangles munis d'un rayon de courbure de 20 µm pour les faibles valeurs du paramètre de service, où nous avons mesuré une augmentation de 183%. Cependant, ce pourcentage diminue avec le paramètre de service jusqu'à atteindre une valeur de 10% avec la plus grande valeur du paramètre de service. Ces résultats peuvent être expliqués par les valeurs obtenues pour le taux de cavitation et l'épaisseur du film (figure 2.46 et figure 2.47). En effet, les résultats illustrés dans ces figures indiquent que les triangles ayant des coins arrondis de 20 µm donnent les taux de cavitation les plus élevés et les épaisseurs du film les plus faibles.

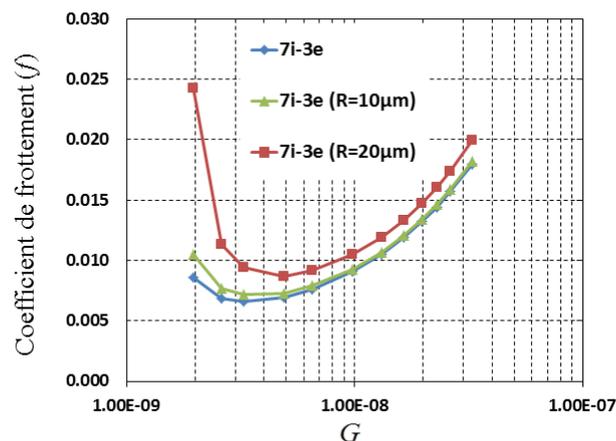


FIGURE 2.45 – Influence de la courbure des coins des triangles sur le coefficient de frottement

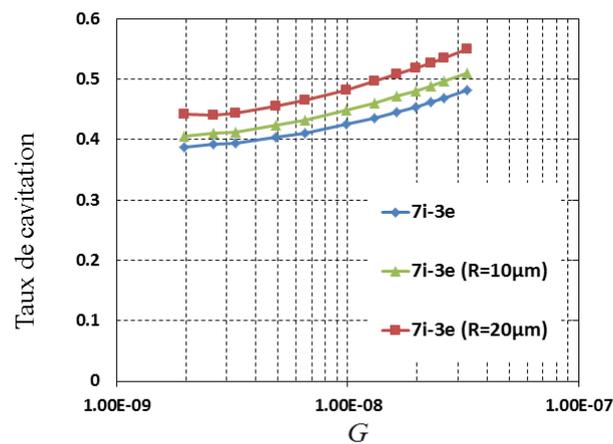


FIGURE 2.46 – Influence de la courbure des coins des triangles sur le taux de cavitation

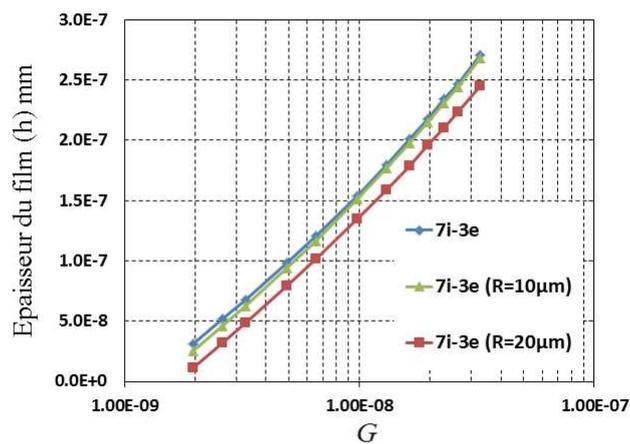


FIGURE 2.47 – Influence de la courbure des coins des triangles sur l'épaisseur du film

Triangle avec des frontières déformées

Le dernier défaut étudié ici concerne les déformations qui peuvent apparaître sur les frontières du triangle. Pour étudier l'influence de ce genre de défaut sur les performances de la garniture mécanique, les quatre configurations, présentées sur la figure 2.48, sont analysées.

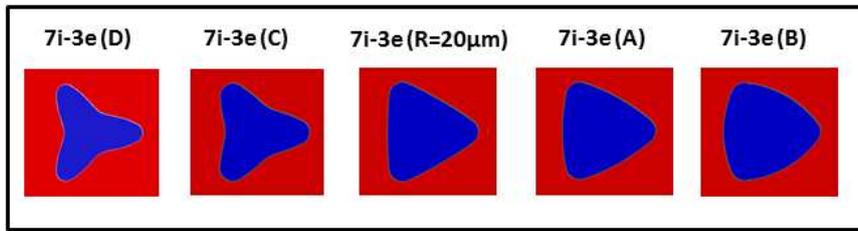


FIGURE 2.48 – Configurations utilisées pour étudier l’effet des déformations des frontières du triangle

Les résultats obtenus avec ces configurations sont comparés aux résultats obtenus avec des triangles ayant des coins arrondis $R=20\mu\text{m}$ et des limites non-déformés. En effet, pour toutes ces configurations le rayon de courbure au niveau des coins du triangle est d’environ $20\mu\text{m}$. Ces configurations sont obtenues en utilisant la formule de Gielis [132] qui est donnée en coordonnées polaires par :

$$r(\theta) = \left(\left| \frac{1}{a} \cos\left(\frac{m}{4}\theta\right) \right|^{n_1} + \left| \frac{1}{b} \sin\left(\frac{m}{4}\theta\right) \right|^{n_2} \right)^{-\frac{1}{n_3}} \quad (2.3.5)$$

Dans cette formule, m désigne le nombre de secteurs, a et b déterminent la longueur des axes majeurs, tandis que n_1 , n_2 et n_3 permettent le contrôle de la forme des secteurs.

La figure 2.49 illustre les résultats du débit de fuite quand les limites du triangle sont déformées. Par rapport au cas référence, les niveaux du débit de fuite sont très peu influencés par les déformations des limites du triangle. Cependant, on peut tout de même noter que lorsque les limites ont tendance à se déformer vers l’intérieur du triangle, le débit de fuite est légèrement diminué. D’autre part, lorsque les limites du triangle sont déformées vers l’extérieur du triangle, le débit de fuite augmente avec l’amplitude de la déformation.

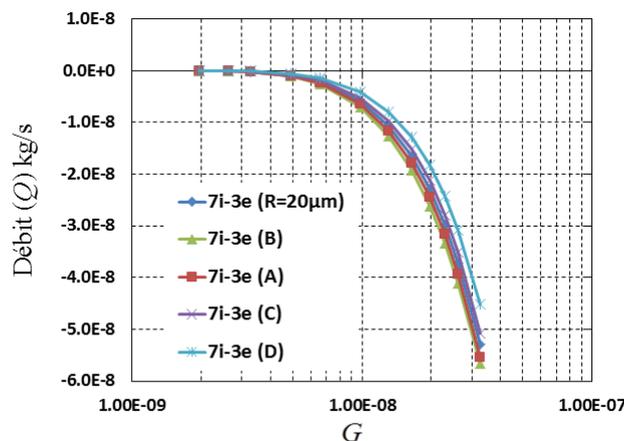


FIGURE 2.49 – Influence de la déformation des frontières des triangles sur le débit de fuite

Les résultats sur le coefficient de frottement sont présentés sur la figure 2.50. Pour des valeurs faibles du paramètre de service, les résultats de cette figure mettent en évidence une influence significative des déformations des frontières du triangle sur le coefficient de frottement. Une comparaison avec les résultats du cas référence montre que lorsque les frontières du triangle sont déformées vers l'intérieur du triangle, le coefficient de frottement diminue lorsque l'amplitude de la déformation augmente. Cependant, lorsque les frontières du triangle sont déformées vers l'extérieur du triangle, le coefficient de frottement augmente de manière significative avec l'amplitude de déformation. La valeur maximale de frottement est observée dans cette configuration (B) pour la plus faible valeur du paramètre de service où nous avons mesuré une augmentation du coefficient de frottement d'environ 4 fois par rapport à celui de la configuration non-déformée. En revanche, pour des valeurs élevées du paramètre de service (à partir de $G=5 \cdot 10^{-9}$), les coefficients de frottement obtenus avec les différentes déformations se rapprochent des résultats obtenus avec la configuration non-déformée.

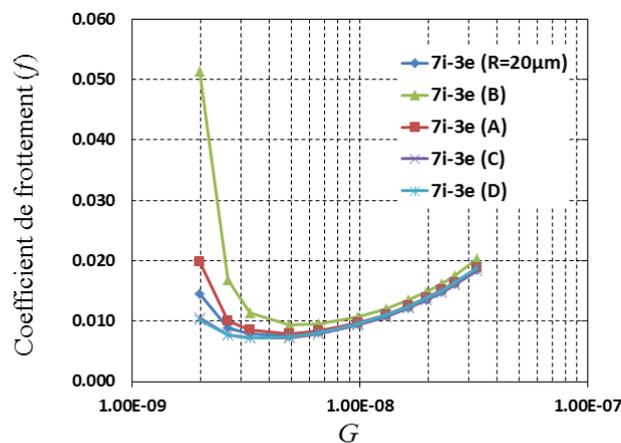


FIGURE 2.50 – Influence de la déformation des frontières des triangles sur le coefficient de frottement

Les évolutions du taux de cavitation et de l'épaisseur du film en fonction du paramètre de service pour les différentes déformations des frontières du triangle sont illustrées respectivement dans la figure 2.51 et la figure 2.52. Les résultats de ces figures montrent qu'une déformation vers l'extérieur des frontières des triangles va augmenter le taux de cavitation et va diminuer l'épaisseur du film fluide. Lorsque la courbure des limites du triangle est dirigée vers l'intérieur du triangle, le taux de cavitation est diminué tandis que l'épaisseur du film augmente.

Les résultats de cette analyse ont montré que les déformations des triangles peuvent avoir un effet bénéfique lorsqu'elles sont dirigées vers l'intérieur des triangles. Cependant, lorsque elles sont dirigées vers l'extérieur, le triangle se rapproche de la forme du cercle et l'effet collectif des triangles est atténué.

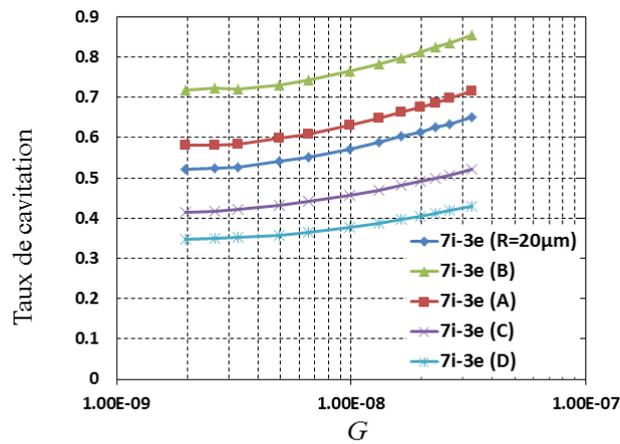


FIGURE 2.51 – Influence de la déformation des frontières des triangles sur le taux de cavitation

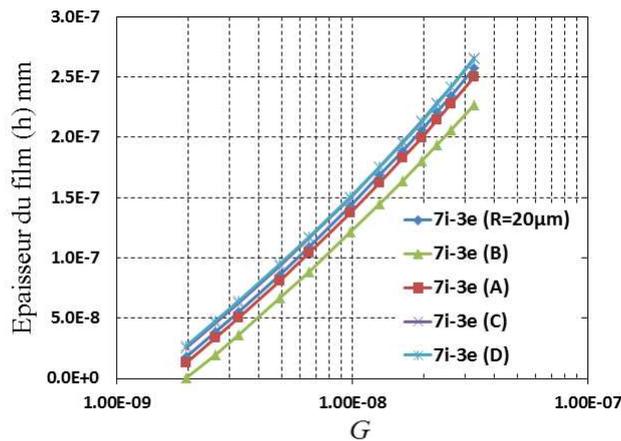


FIGURE 2.52 – Influence de la déformation des frontières des triangles sur l'épaisseur du film

Influence de la rugosité de surface

Durant cette analyse, la rugosité de surface à l'intérieur et à l'extérieur des motifs de texture est prise en compte dans les simulations. Comme cela a été mentionné auparavant, la surface réelle obtenue après le traitement thermo-chimique, exhibe une structure granulaire. Pour analyser l'effet de cette rugosité de surface sur les performances, il serait plus rigoureux d'utiliser une surface réelle lors des simulations. Cependant, cela n'est malheureusement pas possible avec le modèle numérique du fait de la condition de périodicité que nous considérons sur les frontières latérales du domaine d'étude. Cela nous oblige donc à utiliser une surface simulée numériquement et respectant la condition de périodicité.

Afin de simuler une surface qui présente une structure qui se rapproche du cas réel, nous avons utilisé

l'algorithme de Voronoï [133] qui permet de subdiviser un plan de manière aléatoire en plusieurs cellules non chevauchantes, comme le montre l'exemple illustré dans la figure 2.53. Dans cette surface, chaque cellule sera considérée comme étant un grain. Les hauteurs des grains seront ensuite affectées de manière aléatoire en respectant un écart-type donné.

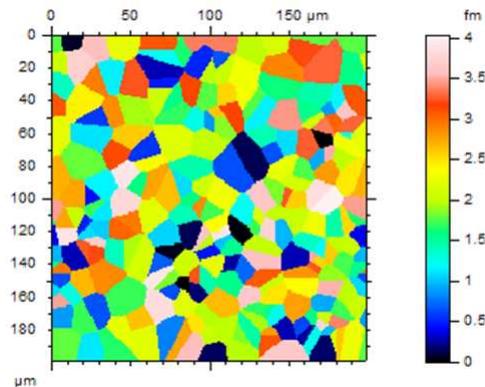


FIGURE 2.53 – Exemple d'une subdivision de Voronoï

Pour générer numériquement une surface, le protocole consiste tout d'abord à analyser une surface réelle, afin d'en extraire les paramètres essentiels qui serviront pour la génération de surface. La surface analysée est représentée sur la figure 2.54-a. Elle est mesurée sur un échantillon qui a été traité par carburation pendant environ 4 heures. Les paramètres de cette surface sont présentés dans le tableau 2.11. Afin d'appliquer l'algorithme de Voronoï, il est nécessaire d'avoir une estimation sur le nombre de grains contenus dans la surface ainsi que la distribution de leur hauteur dans la surface. Pour cela, nous avons utilisé un opérateur (inclus dans le logiciel d'analyse de surface) qui permet de détecter les motifs de texture et de les identifier en tant que grains (figure 2.54-b).

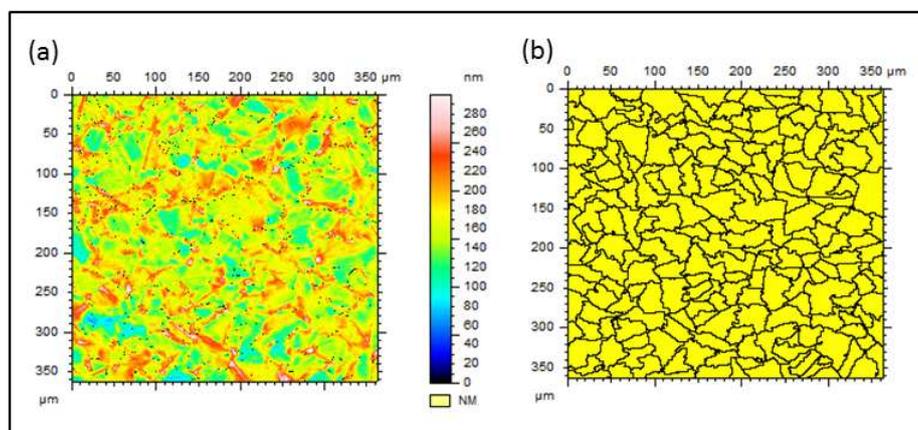


FIGURE 2.54 – (a) Surface après 4h de carburation ; (b) segmentation binaire de la surface

Sq (μm)	λ_r (μm)	λ_θ (μm)	SS_k	Sk_u	$N_{grain}/\mu\text{m}^2$
0,039	9,24	9,14	-0,342	6,61	0,0016

TABLE 2.11 – Paramètres mesurés sur l'échantillon de surface

Une opération de filtrage permet de séparer cette surface en deux surfaces : une surface correspondant aux petites longueurs d'onde (rugosités) et une surface correspondant aux grandes longueurs d'onde (les ondulations que nous considérons ici comme des grains). Le filtre utilisé dans cette opération est gaussien d'une taille de $5 \mu\text{m} \times 5 \mu\text{m}$. Les deux surfaces obtenues après le filtrage sont présentées sur la figure 2.55, avec à gauche, la surface contenant les rugosités et à droite la surface correspondant aux grains . Les écarts-types des hauteurs des grains et des hauteurs des rugosités sont respectivement, $Sq_g=0,031 \mu\text{m}$ et $Sq_r = 0,012 \mu\text{m}$. Connaissant l'écart-type de chaque surface, le ratio entre les écarts-types des deux surfaces peut alors être établi :

$$\frac{Sq_r}{Sq_g} = 0,387 \tag{2.3.6}$$

Notons aussi que l'écart type de la surface peut être exprimé de la façon suivante :

$$Sq = \sqrt{Sq_g^2 + Sq_r^2} \tag{2.3.7}$$

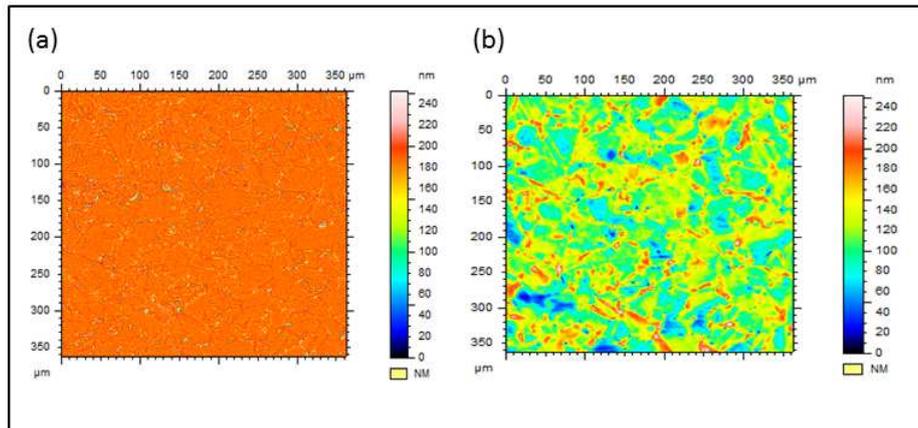


FIGURE 2.55 – (a) rugosité de surface ; (b) ondulation de surface (grains)

Comme illustré dans la figure 2.56, la surface que nous voulons générer correspond donc à la somme de deux surfaces, une surface de Voronoï (figure 2.56-a) représentant les grains et une surface rugueuse (figure 2.56-b). Enfin, la surface rugueuse est générée numériquement en utilisant le modèle développé par Minet *et al.* [49]. Cette méthode est présentée en annexeA.

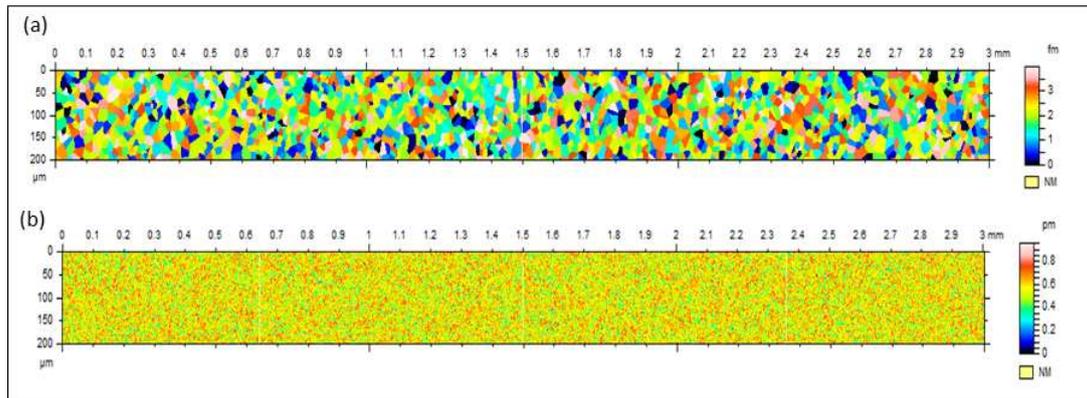


FIGURE 2.56 – (a) surface de voronoï ; (b) surface rugueuse

La surface finale générée est illustrée dans la figure 2.57 et les paramètres statistiques lui correspondant sont regroupées dans le tableau 2.12. Ces paramètres sont comparés avec ceux de la surface réelle et nous avons mesuré un écart inférieur à 20% sur les longueurs de corrélations. Un écart plus important est obtenu sur les paramètres SS_k et SK_u qui sont plus difficiles à contrôler

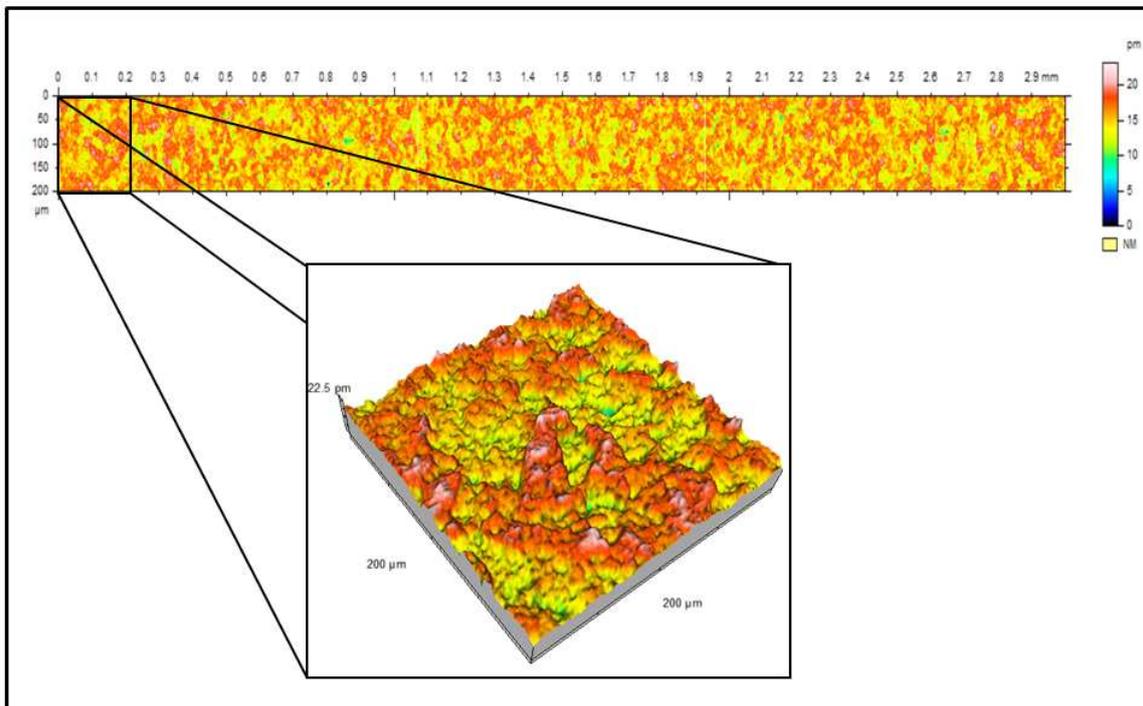


FIGURE 2.57 – Surface générée numériquement

λ_r (μm)	λ_θ (μm)	SS_k	Sk_u	$N_{\text{grain}}/\mu\text{m}^2$
11,5	12,7	-0,22	4,35	0,0016
Nombre de nœuds suivant r				4097
Nombre de nœuds suivant θ				257

TABLE 2.12 – Caractéristiques de la surface générée numériquement

Les simulations ont été faites avec et sans textures pour deux valeurs de l'écart-type $Sq= 0,03 \mu\text{m}$ et $Sq=0,04 \mu\text{m}$ avec $Sq_r/Sq_g = 0.387$. Les conditions de fonctionnement restent les mêmes que celle données dans le tableau 2.9.

La figure 2.58 présente la variation du débit de fuite en fonction du paramètre de service G , pour les différentes valeurs de Sq . On peut constater sur cette figure que le débit de fuite augmente avec les grandes valeurs de Sq . Cette augmentation devient beaucoup plus prononcée avec les surfaces texturées.

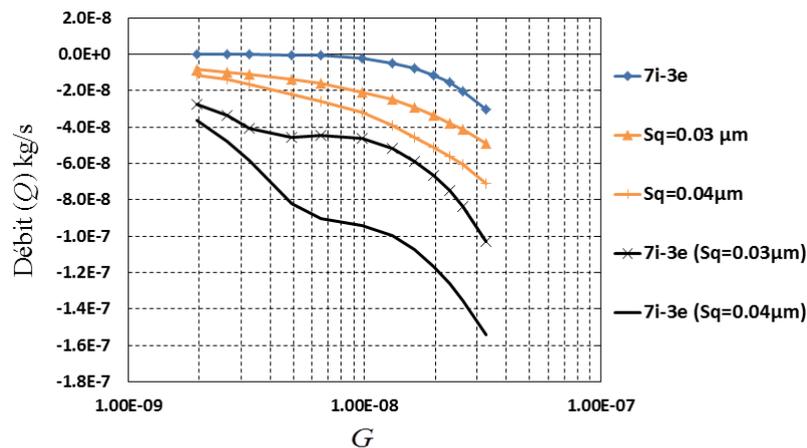


FIGURE 2.58 – Influence de la rugosité de surface sur le débit de fuite

L'évolution du coefficient de frottement en fonction du paramètre de service est présentée sur la figure 2.59. Tout d'abord, il y a le régime mixte, correspondant à la zone décroissante de f jusqu'à atteindre la valeur minimum. Puis il y a une zone où le coefficient de frottement augmente avec le paramètre de service. Celle-ci correspond au régime de lubrification hydrodynamique.

L'analyse de ces courbes montre que pour les surfaces rugueuses non texturées, le coefficient de frottement en régime de lubrification mixte est plus élevé avec la surface ayant la plus grande valeur de $Sq= 0,04\mu\text{m}$. Cependant, en régime de lubrification hydrodynamique, le coefficient de frottement est légèrement plus faible avec la surface ayant la plus grande valeur de $Sq= 0,04\mu\text{m}$. De plus, ces deux courbes montrent que la transition du régime de lubrification mixte vers le régime hydrodynamique est plus rapide avec la surface ayant la plus faible valeur du paramètre $Sq= 0,03\mu\text{m}$. Ces résultats sont connus, ils ont déjà été constaté dans les travaux de Minet *et al.*[134]. Dans le cas des surfaces rugueuses texturées,

les résultats mettent en évidence l'effet bénéfique de la texture pour réduire le niveau de frottement. En effet, en régime de lubrification mixte, le frottement résultant est inférieur d'environ 40 à 60% à celui obtenu avec des surfaces rugueuses sans textures. En régime de lubrification hydrodynamique, la présence de textures permet de réduire les frottements résultant quelle que soit la hauteur des rugosités. De plus les courbes de frottement obtenues dans ces deux cas convergent vers une seule courbe dont le niveau est situé légèrement en dessous de celui observé avec la surface texturée sans rugosité. Par ailleurs, les résultats nous montrent aussi que les surfaces texturées permettent d'obtenir une transition plus rapide, c'est-à-dire à plus faible valeur de G , du régime de lubrification mixte vers le régime de lubrification hydrodynamique.

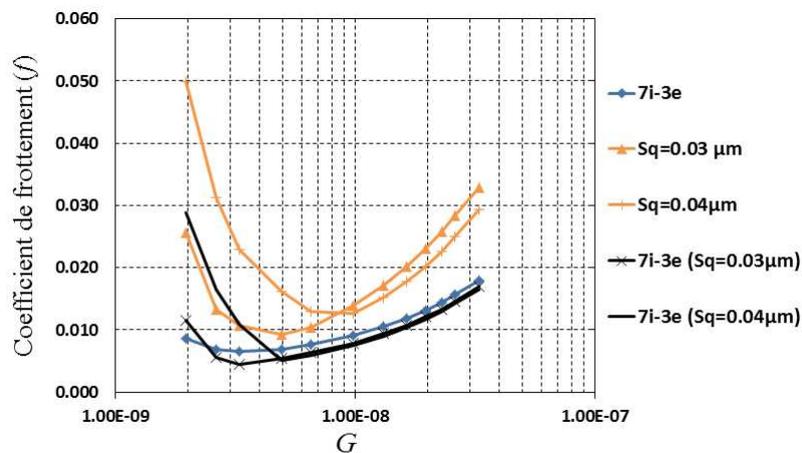


FIGURE 2.59 – Influence de la rugosité de surface sur coefficient de frottement

La figure 2.60 présente la variation de l'épaisseur du film en fonction du paramètre de service G . On peut constater sur cette figure que les épaisseurs du film augmentent avec le paramètre de service. Pour les faibles valeurs du paramètre de service, les épaisseurs du film obtenues avec les surfaces rugueuses (avec ou sans texture) sont plus grandes que l'épaisseur du film obtenue avec la surface qui est uniquement texturée. Cela est dû aux aspérités qui vont supporter une partie de la charge appliquée à la garniture par des contacts élastiques de leurs sommets, ce qui permet de limiter le rapprochement moyen des surfaces antagonistes. Pour les grandes valeurs du paramètre de service, les surfaces rugueuses non texturées produisent des films fluides avec des épaisseurs plus faibles par rapport à la surface texturée non rugueuse. En revanche, une fois que ces surfaces sont munies de textures, elles conduisent à des épaisseurs de film plus importantes que celles observées avec la surface texturée non rugueuse.

Les résultats de cette analyse ont montré que la présence des textures sur des surfaces rugueuses permet de réduire le coefficient de frottement et aide à la transition rapide vers un régime de lubrification hydrodynamique.

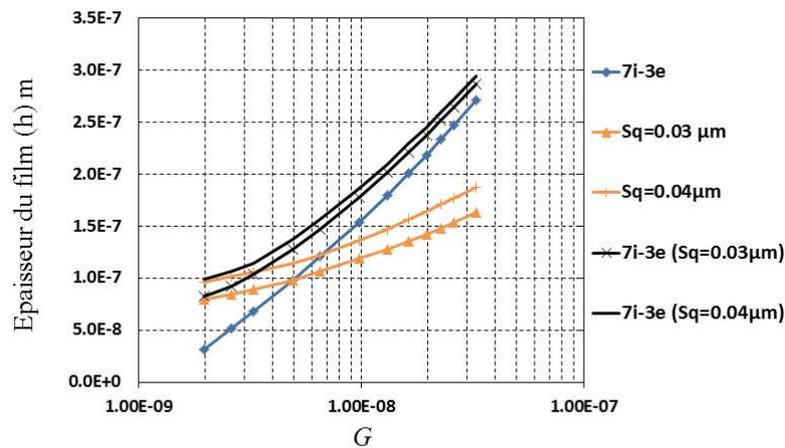


FIGURE 2.60 – Influence de la rugosité de surface sur l'épaisseur du film

2.3.3 Conclusion

L'influence de la forme réelle des motifs triangulaires sur les performances d'une garniture mécanique a été étudiée. Les défauts sont choisis en se basant sur les allures réelles obtenues lors de la texturation de surface utilisant la gravure ionique couplée avec un traitement thermo-chimique à travers un masque protecteur. Les impacts des trois principaux défauts sur les performances de la garniture mécanique ont été analysés. Les résultats numériques ont conduit aux conclusions suivantes :

- Les rugosités au fond des motifs peuvent avoir un effet positif ou négatif suivant leur orientation dans les motifs
- L'augmentation du rayon de courbure des coins de triangles peut augmenter le débit de fuite d'environ 200%, tandis l'augmentation du coefficient de frottement peut atteindre 183% pour la plus faible valeur du paramètre du service
- Une augmentation significative de la courbure des limites des triangles vers l'extérieur affecte l'effet de pompage, ce qui conduit à augmenter les forces d'un facteur 3 par rapport à la configuration non-déformée. En revanche, lorsque les déformations sont dirigées vers l'intérieur le coefficient de frottement est diminué de 30% par rapport à celui de la configuration non-déformée. Ces écarts ont été observés avec la plus faible valeur du paramètre de service.

Dans cette partie nous avons aussi étudié l'effet de la texturation lorsque elle est appliquée sur des surfaces rugueuses. Les résultats ont montré que la texturation permet de réduire de manière significative les forces de frottement dont la diminution peut atteindre une valeur de 60%. De plus, la présence de texture aide à la transition rapide d'un régime de lubrification mixte vers le régime de lubrification hydrodynamique.

2.4 Conclusion

Ce chapitre est dédié à l'étude de la lubrification en présence de textures entre deux surfaces parallèles. Tout d'abord le modèle théorique utilisé dans cette étude a été décrit pour une garniture mécanique à un degré de liberté axial en tenant en compte du phénomène de cavitation (rupture du film fluide). La validation du modèle a été effectuée à travers des comparaisons avec des études issues de la littérature.

Par la suite, une étude paramétrique a été menée afin de définir une configuration optimale qui permet de réduire à la fois le frottement et la fuite d'une garniture mécanique. Cette partie a consisté à évaluer l'influence des différents paramètres géométriques définissant la texture, tels que la forme, la profondeur, la densité et l'implémentation des motifs de texture. Cette étude paramétrique nous a permis de définir une configuration répondant à ces critères. Cette configuration correspond à des triangles disposés symétriquement par rapport à leur bases avec une distribution 8i-3e (8 motifs au rayon interne et 8 motifs au rayon externe). Une densité locale de 0,3 donne les meilleures performances tandis qu'une profondeur de 0,2 μm s'est montrée mieux adaptée pour réduire le coefficient de frottement sur toute la plage de vitesse que nous avons analysée durant cette étude. Durant, cette étude, la largeur du domaine est maintenue constante à une valeur moyenne de 200 μm . Le choix de cette largeur est fait de façon arbitraire. Cependant, cette largeur s'est montrée suffisante pour pouvoir réaliser plusieurs arrangements de triangle dans l'interface de contact avec une densité locale de 0,3.

La dernière partie a été consacré à la vérification du bon fonctionnement de la texturation quand les défauts de forme et l'état de surface résultant du procédé de fabrication (gravure ionique couplée avec un traitement thermochimique) sont pris en compte. Une analyse métrologique des surfaces réelles a été nécessaire afin de sélectionner les principaux défauts de forme et d'extraire les paramètres caractéristiques des surfaces que nous avons ensuite utilisés dans un modèle numérique de génération de surfaces. Dans cette partie, nous avons été confrontés à une contrainte liée à la faisabilité réelle de la texturation qui nous a amené à chercher une nouvelle distribution des triangles de manière à laisser un espace lisse près des frontières des surfaces. La configuration retenue est de type 7i-3e soit 7 triangles au rayon intérieur et 3 triangles au rayon extérieur et contient une zone radiale non texturée de 200 μm à chaque extrémité. Cette nouvelle configuration a été évaluée avec les différents défauts de forme que nous avons sélectionnés. Les résultats ont montré que l'amplitude de certains défauts peuvent altérer l'effet positif des textures, ce qui montre que le contrôle de l'aspect géométrique des textures réalisées est primordial. Les simulations réalisées avec des surfaces rugueuses ont montré que la texturation sur des surfaces rugueuses permet de réduire de manière significative les forces de frottement et aide à la transition rapide d'un régime de lubrification mixte vers un régime de lubrification hydrodynamique.

Enfin, l'utilisation de ce modèle numérique nous a permis de tenir compte avec succès des défauts réels qu'on peut rencontrer dans une texture. Ceci nous a permis de montrer que ces défauts ont une influence sur les performances de la garniture mécanique. Cependant, une étude plus étendue de ces défauts serait nécessaire afin de définir des tolérances géométriques sur les textures qui permettent d'assurer un niveau de performance acceptable.

Chapitre 3

Étude théorique prenant en compte les déformations thermiques et mécaniques

Ce chapitre présente une étude numérique de la lubrification en présence de textures dans le cas où les effets thermiques et mécaniques sont mis en jeu. La première partie est consacrée à la description du modèle théorique prenant en compte les déformations thermiques et mécaniques. Ainsi, les différentes équations et hypothèses utilisées seront détaillées. Dans la deuxième partie, nous allons vérifier l'influence des déformations thermiques et mécaniques sur les performances d'une garniture mécanique dans la configuration optimale, définie au chapitre précédent. Ensuite, nous effectuerons une étude numérique qui aura pour objectif d'optimiser, en termes de frottement et de débit de fuite, la taille et l'emplacement des motifs triangulaires. Nous terminerons cette étude en présentant une analyse de l'influence du défaut de courbure ainsi que du choix des matériaux sur le fonctionnement de la garniture texturée.

3.1 Modèle théorique TEHD

Dans cette partie, nous allons établir les équations générales permettant de résoudre le problème TEHD¹ dans le cas d'une garniture mécanique texturée sur l'une de ses faces. Tout d'abord nous établirons les hypothèses et l'équation gouvernant l'écoulement non isotherme d'un fluide newtonien incompressible. Pour cela, la viscosité sera exprimée en fonction de la température dans l'équation des films minces. Ensuite, nous établirons les hypothèses et les équations nécessaires à la détermination de la température dans l'interface de contact. Finalement, les déformations thermoélastiques dues au gradient de température et au chargement mécanique seront déterminées en résolvant l'équation de Navier.

1. Thermo Elasto Hydro Dynamique

3.1.1 Configurations géométriques et hypothèses associées

Les solides

Pour résoudre le problème dans les solides, nous nous plaçons dans le cas d'une garniture mécanique correspondant à la configuration de notre banc d'essais (figure 3.1), qui sera présentée plus en détails dans le chapitre suivant. Elle est constituée d'un rotor et d'un stator partageant la même interface de contact où est générée la chaleur. Nous adopterons une géométrie des solides aussi réaliste que possible sur laquelle nous appliquerons les conditions aux limites associées. Le problème dans les solides est considéré axisymétrique et stationnaire. Il nous suffit alors de nous intéresser aux profils dans un plan incluant l'axe de révolution. Pour cela, le maillage des solides est obtenu à l'aide d'un code éléments finis du commerce (CASTEM).

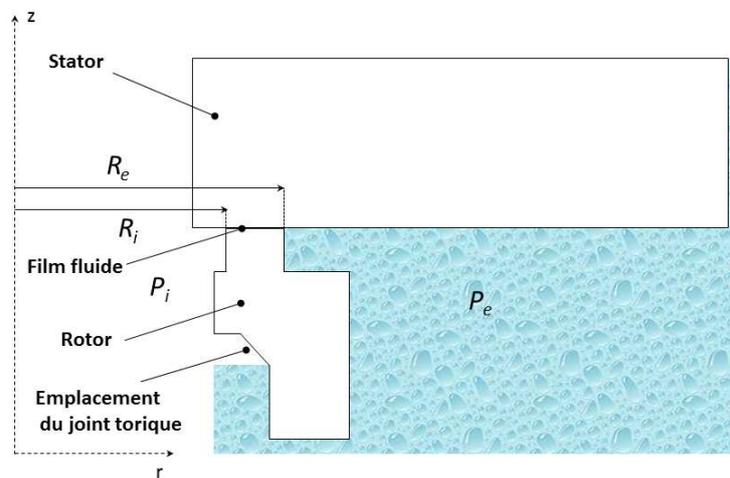


FIGURE 3.1 – Configuration géométrique des solides

Le film fluide

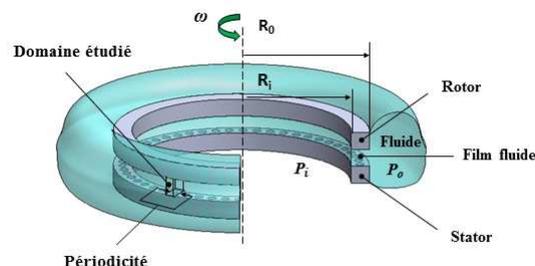


FIGURE 3.2 – Configuration géométrique dans le film

Le modèle géométrique et cinématique utilisé dans cette partie est illustré dans la figure 3.2 et est similaire à celui présenté au chapitre 2. Dans le cas d'un écoulement non isotherme nous reprenons l'ensemble des hypothèses énoncées au chapitre 2. À cela, nous rajoutons une hypothèse qui permet de prendre en compte la variation de température dans le film mince. La nouvelle hypothèse est que la température dans le film mince ne varie que suivant la direction radiale. Cette hypothèse nous permet, d'une part, de rester en régime stationnaire et de respecter le maillage axisymétrique dans les solides. D'autre part, elle nous permet de considérer que la température dans le film est la même que sur les parois.

$$T_1(r) = T_2(r) \quad (3.1.1)$$

La viscosité, fortement dépendante de la température, est alors une fonction de la température :

$$\mu = f(T(r)) \quad (3.1.2)$$

L'équation de Reynolds dans le cas non isotherme est exprimée avec une viscosité variable. La loi de viscosité que nous avons utilisée ici est celle de Reynolds qui a une forme exponentielle. Ainsi, l'équation de Reynolds peut être écrite de la manière suivante :

$$F \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh^3}{\mu[T(r)]} \frac{\partial D}{\partial r} \right] + F \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{\mu[T(r)]r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = 6\omega r \left[\frac{\partial h}{\partial \theta} + (1-F) \frac{\partial}{\partial \theta} (hD) \right] \quad (3.1.3)$$

avec

$$\mu[T(r)] = \mu_0 e^{[-\beta_f(T(r)-T_f)]} \quad (3.1.4)$$

Dans l'équation 3.1.4 T_f correspond à la température initiale du fluide, μ_0 à la viscosité du fluide à la température T_f et β_f au coefficient de thermoviscosité. Nous rappelons ici que les variables F et D correspondent aux paramètres de l'algorithme de cavitation déjà décrits dans les équations 2.1.3 et 2.1.4.

3.1.2 Dissipation de l'énergie et transfert de chaleur dans l'interface de contact

Dans cette interface nous considérons que le frottement provient uniquement du cisaillement du film fluide. Le flux de chaleur peut être alors exprimé en fonction de la puissance dissipée par le frottement visqueux. Ce flux de chaleur est ensuite transféré aux solides qui partagent cette interface en fonction de la conductivité des matériaux et des conditions de transfert thermique aux parois.

Étant donné que le maillage des solides est axisymétrique, pour calculer le flux de chaleur dissipé au nœud du maillage dans l'interface de contact, il est tout d'abord nécessaire de découper le domaine du film fluide en plusieurs sous-domaines dans la direction radiale, comme illustré dans la figure 3.3. Le nombre de sous-domaines doit alors être égal au nombre d'éléments considérés sur chaque solide au niveau de l'interface de contact. Ainsi, nous construisons un nouveau maillage radial dans le film fluide,

que nous désignerons par le maillage macroscopique.

Ensuite, pour calculer le flux dissipé sur chaque nœud du maillage, on calcule le couple de frottement (Cf_{el}) sur chaque section (S_{el}) délimitée par les arcs passant par les milieux des deux domaines adjacents. En faisant l'hypothèse que le flux dissipé par frottement est entièrement transmis aux anneaux par conduction, l'équation de conservation de chaleur peut être alors écrite comme suit :

$$\frac{Cf_{el}}{S_{el}} \omega + q_1 + q_2 = 0 \quad (3.1.5)$$

avec q_1 et q_2 les flux de chaleur transférés aux solides.

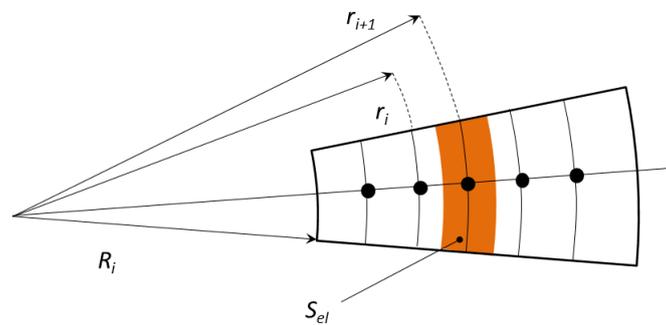


FIGURE 3.3 – Discrétisation du domaine sur lequel est calculé le flux de chaleur autour d'un nœud

3.1.3 Résolution du problème thermo-élastique dans les solides

Le travail présenté dans cette partie est basé sur la note technique de Brunetière [135].

Transferts de chaleur

La variation de la température dans les solides est calculée en résolvant l'équation de transfert de chaleur qui est donnée pour une configuration stationnaire, par la relation suivante :

$$\text{div } \vec{q} = 0 \quad (3.1.6)$$

où le flux de chaleur \vec{q} est décrit par la loi de Fourier :

$$\vec{q} = -k \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (3.1.7)$$

Où k représente la conductivité thermique du solide. En combinant les équations 3.1.6 et 3.1.7, on obtient, pour une configuration axisymétrique, l'équation aux dérivées partielles suivante :

$$k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (3.1.8)$$

Déformation thermoélastique des solides

La chaleur produite par le cisaillement du film fluide est transférée par les solides environnants qui vont subir des déformations sous l'effet des gradients thermiques. De plus, les forces de pression appliquées par le fluide environnant et le film fluide dans l'interface de contact vont engendrer des déformations mécaniques qui viennent s'ajouter aux déformations thermiques. Nous utilisons l'hypothèse des petites déformations : le tenseur des déformations du solide peut alors être exprimé en fonction du vecteur des déplacements \vec{u} :

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{2} (\overrightarrow{\text{grad}} \vec{u} + (\overrightarrow{\text{grad}} \vec{u})^t) \quad (3.1.9)$$

La loi de comportement thermoélastique linéarisée (loi de Hooke) d'un matériau isotrope est donnée par la relation suivante :

$$\bar{\sigma} = \lambda \text{tr}(\bar{\varepsilon}) \bar{1} + 2\mu \bar{\varepsilon} - KT \bar{1} \quad (3.1.10)$$

Où K est un coefficient thermique et T est la température. Les scalaires λ , μ correspondent aux coefficients d'élasticité de Lamé. Ces paramètres s'écrivent en fonction du module de Young E , du coefficient de Poisson ν et du coefficient de dilatation thermique α par les relations suivantes :

$$K = \frac{E}{1-2\nu} \alpha \quad (3.1.11)$$

$$\lambda = \frac{E}{(1-2\nu)(1+\nu)} \quad (3.1.12)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.1.13)$$

En négligeant la force massique et l'accélération locale, l'équation d'équilibre à résoudre est donnée par l'équation ci dessous :

$$\text{div} \bar{\sigma} = \bar{0} \quad (3.1.14)$$

Le développement de l'équation 3.1.14 nous donne les relations suivantes :

$$\lambda \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial r \partial z} \right] + 2\mu \left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial z} - \frac{u_r}{r^2} \right] + \mu \left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial r \partial z} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] - k \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (3.1.15)$$

$$\lambda \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial z \partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{u_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] + 2\mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial z} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} \right] - k \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.1.16)$$

Les équations 3.1.15 et 3.1.16 sont les deux équations à résoudre pour déterminer les déplacements u_r dans la direction radiale et u_z dans la direction axiale.

Conditions aux limites thermiques et mécaniques

Les conditions aux limites thermiques et mécaniques sont représentées sur la figure 3.4.

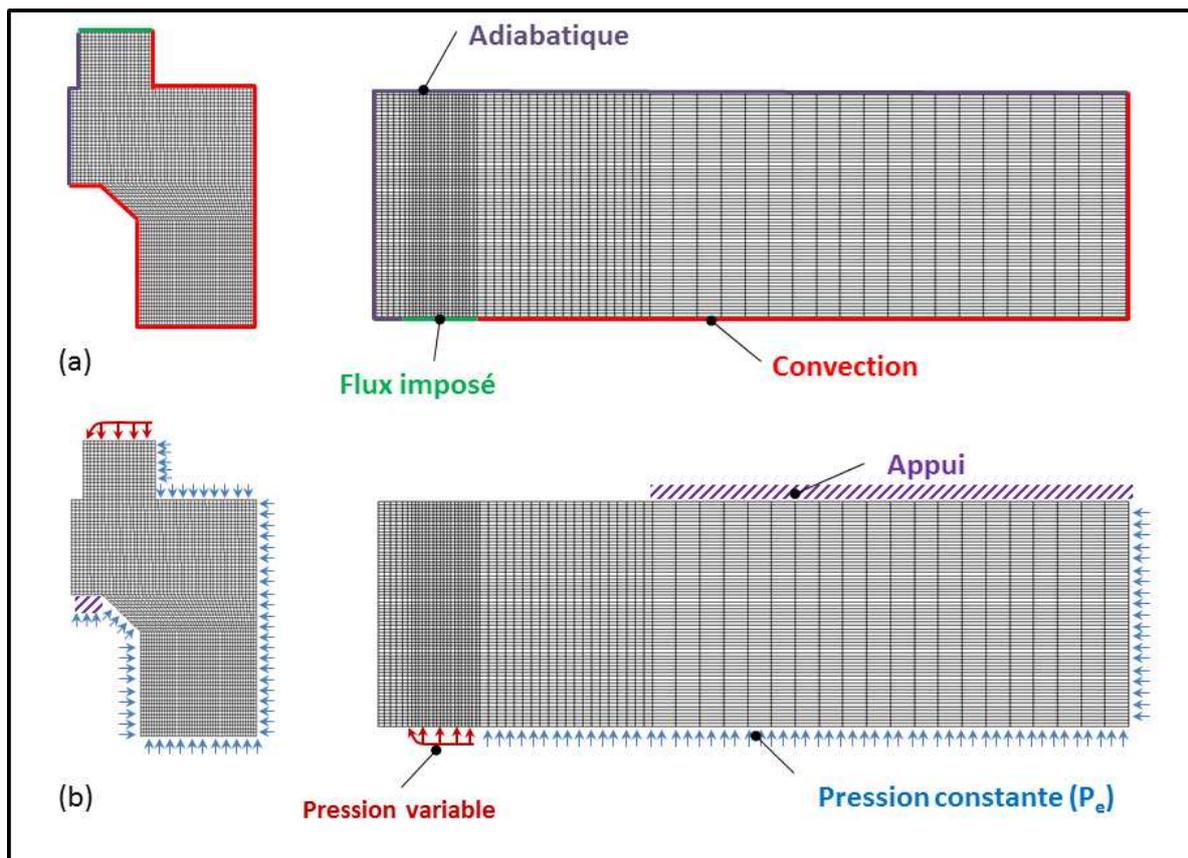


FIGURE 3.4 – Conditions aux limites ; (a) conditions aux limites thermiques, (b) conditions aux limites mécaniques

La figure 3.4-a illustre les différents échanges thermiques qui peuvent avoir lieu entre les solides, le milieu environnant et le film fluide. Les frontières qui ne sont pas en contact avec le fluide sont supposées adiabatiques.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \right). \quad (3.1.17)$$

Sur les frontières qui sont en contact avec le fluide, les échanges se font par convection.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{R_e} = h_c (T - T_f) \quad (3.1.18)$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique qui s'exprime selon Becker[136] par la formule suivante :

$$h_c = 0.133 \frac{k_f}{2R_e} \left(\frac{2\rho\omega R_e^2}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{C_p}{k_f} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.1.19)$$

Avec k_f , la conductivité thermique du fluide et C_p , la capacité calorifique.

Au niveau de l'interface de contact, le flux de chaleur est imposé : sa valeur est calculée au moyen de l'équation 3.1.5 en tenant compte de l'hypothèse d'égalité des températures des parois. L'équation 3.1.8 est résolue simultanément dans les deux solides ce qui permet une répartition automatique des flux vers chacun d'eux.

Les chargements mécaniques appliqués sur les faces des solides sont décrits sur la figure 3.4-b. Les déplacements suivant z des faces arrières du rotor et du stator sont bloqués par des conditions de contact unilatéral. Les frontières mouillées par le fluide à étancher sont soumises à la pression extérieure (pression du fluide), tandis que frontières sèches sont soumises à la pression intérieure que nous considérons ici égale à zéro. Sur les faces de frottement, la pression est variable et calculée à partir de la pression dans le film fluide qui est moyennée pour être décrite par le maillage radial utilisé pour l'interface.

3.1.4 Résolution numérique

L'organigramme de résolution est présenté dans la figure 3.5. Notons que le langage FORTRAN a été utilisé pour programmer l'algorithme. L'exécution du programme commence par la lecture des données où les différents paramètres sont définis : conditions de fonctionnement, paramètres géométriques, maillage du film fluide, propriétés des matériaux, maillage des solides et conditions aux limites. La résolution numérique consiste tout d'abord à calculer le champ de pression dans le film fluide sur tout le domaine en résolvant l'équation 3.1.3 par la méthode des volumes finis. Le calcul du champ de pression n'est réalisé qu'une fois la zone de cavitation stabilisée. Une fois le champ de pression dans le film fluide déterminé, la pression est calculée sur le maillage macroscopique. Elle sera ensuite appliquée sur les surfaces en contact avec le film fluide. Dans notre cas, la pression sur chaque nœud du maillage macroscopique est considérée comme étant la pression moyenne calculée dans chaque sous-domaine. On détermine aussi les flux de chaleur à partir des couples de frottement calculés sur chaque

sous-domaine. Ces flux de chaleur sont ensuite affectés automatiquement aux solides en tenant compte de l'hypothèse d'égalité des températures des parois lors de la résolution de l'équation 3.1.5. Les équations qui permettent de calculer les déformations des solides sont résolues par la méthode des éléments finis, qui offre la possibilité d'étudier des domaines de forme géométrique réaliste. Les détails de cette méthode de résolution sont disponibles dans des travaux antérieurs publiés par Brunetière et *al.* [20, 137]. La distribution de la température dans les solides est ensuite calculée par une méthode directe. Notons qu'à ce niveau, une boucle est utilisée pour ajuster la viscosité en fonction de la température (équation 3.1.4). Connaissant la température dans les solides ainsi que le chargement mécanique appliqué, il est possible de déterminer les déformations thermo-mécaniques que vont subir les solides. Les déformations des faces en contact avec le film fluide sont ensuite incluses dans l'épaisseur du film fluide grâce à une interpolation linéaire. L'étape suivante consiste à calculer la force d'ouverture dans le film fluide (force hydrodynamique) et de la comparer avec la force de fermeture. La recherche de la position d'équilibre est réalisée en réajustant l'épaisseur du film par la méthode de Newton-Raphson. La position d'équilibre est considérée atteinte si la force d'ouverture est égale à la force de fermeture. Si cette condition n'est pas satisfaite, l'ensemble du processus est alors répété.

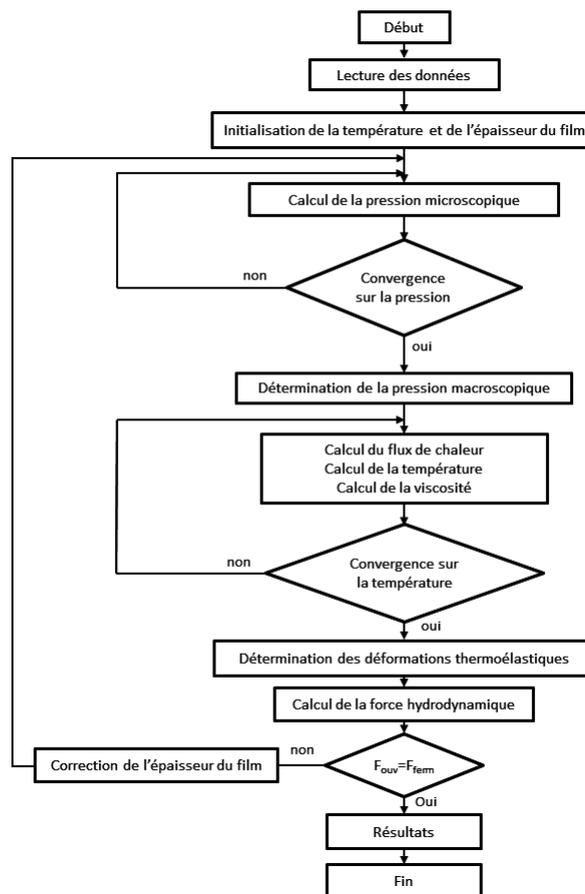


FIGURE 3.5 – Organigramme de résolution

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Masse volumique	ρ	kg/m ³	1000
Capacité calorifique	C_p	J.kg ⁻¹ . K ⁻¹	4180
Conductivité thermique	k_f	W.m ⁻¹ . K ⁻¹	0,65
Viscosité dynamique à 20 °C	μ_0	Pa.s	0,001
Coefficient de thermoviscosité	β_f	K ⁻¹	0,0175

TABLE 3.2 – Caractéristiques du lubrifiant

3.2 Comportement de la garniture texturée en régime TEHD

Dans cette section, nous allons étudier le comportement de la garniture texturée dans le cas où les effets thermiques et mécaniques sont pris en compte. Nous allons d'abord vérifier le fonctionnement de la configuration optimale (7i-3e) que nous avons définie au chapitre précédent, puis nous étudierons l'influence de la taille des motifs triangulaires ainsi que l'effet de la forme des faces contigües sur les performances de la garniture mécanique. Nous rappelons ici que les propriétés mécaniques et géométriques des solides correspondent au cas de la garniture mécanique que nous avons testée sur le banc d'essais.

3.2.1 Étude de la configuration 7i-3e

Le couple de matériaux que nous considérons pour les solides sont l'acier inoxydable pour le rotor, et le saphir pour le stator. Les propriétés mécaniques des matériaux sont présentées dans le tableau 3.1. Les faces sont lubrifiées par de l'eau dont les caractéristiques sont données dans le tableau 3.2. Les données géométriques et les conditions de fonctionnement que nous allons utiliser dans les simulations sont données dans le tableau 3.3.

Matériau	Acier inox	Saphir
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ . K ⁻¹)	16,30	35
Module de Young (GPa)	210	440
Coefficient de Poisson ν	0,25	0,23
Coefficient de dilatation α (K ⁻¹)	17. 10 ⁻⁶	5,8. 10 ⁻⁶

TABLE 3.1 – Propriétés des matériaux

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Rayon interne	R_i	m	0,02575
Rayon externe	R_e	m	0,02875
Pression interne	p_i	Pa	0
Pression externe	p_e	Pa	$5, 0 \cdot 10^5, 10, 0 \cdot 10^5$
Pression de cavitation	p_{cav}	Pa	$-0, 1 \cdot 10^5$
Vitesse de rotation	ω	rad/s	50-350
Coefficient d'équilibrage	B	1,23
Maillage microscopique	N_T	200×2000
Maillage macroscopique	N_e	20

TABLE 3.3 – Paramètres géométriques et conditions de fonctionnement

Les valeurs de portance hydrodynamique obtenues avec la configuration 7i-3e pour les pressions de 5 bar et 10 bar sont présentés respectivement sur les figures 3.6-a et 3.6-b. La ligne droite représentée sur chaque figure correspond à la valeur de la force de fermeture résultant de la pression extérieure (p_e) qu'exerce le fluide sur la garniture mécanique et de la force du ressort. Si la valeur de la portance hydrodynamique générée atteint cette ligne, cela signifie que la position d'équilibre est atteinte. Si ce n'est pas le cas, le calcul n'a pas convergé. Il est important de rappeler que la garniture mécanique que nous étudions est non-compensée. Cela signifie que la force d'ouverture due à la pression hydrostatique ne peut pas équilibrer la force de fermeture. De plus, nous ne considérons pas la rugosité de surface. Par conséquent, si les effets hydrodynamiques dans le film fluide sont insuffisants, l'équilibre ne pourra pas s'établir. Dans la méthode de Newton-Raphson que nous avons utilisée pour la recherche de la position d'équilibre, nous avons donc défini un nombre maximal d'itérations. Si ce nombre maximal est atteint et que le calcul n'a pas convergé, il renvoie les résultats de la dernière itération avant de passer à la vitesse suivante. Dans le cas présent, le nombre maximal d'itérations que nous avons utilisé est égal à 500.

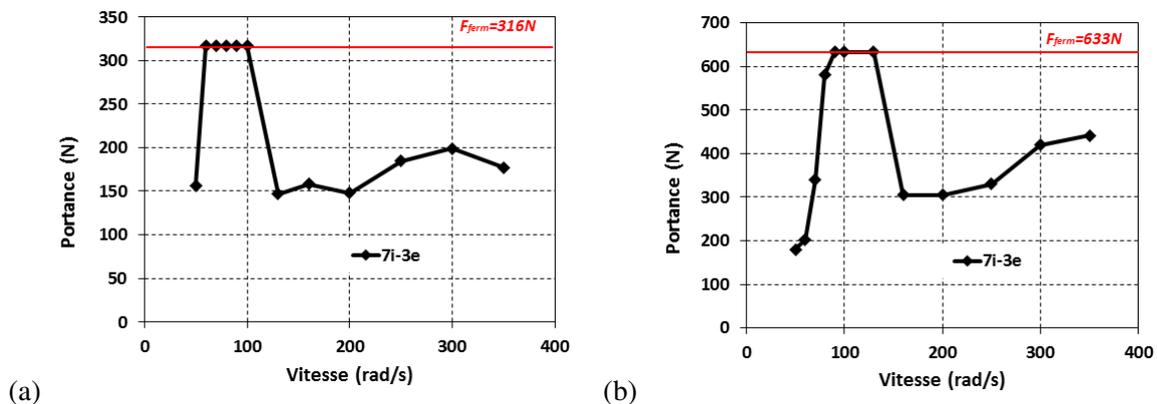


FIGURE 3.6 – Portance hydrodynamique :(a) à 5 bar, (b) à 10 bar

Les résultats de la figure 3.6 montrent que la portance hydrodynamique générée avec la configuration

7i-3e n'est capable d'équilibrer la force de fermeture que pour certaines valeurs de vitesse de rotation, contrairement à ce que nous avons observé au chapitre précédent (cas isotherme avec des faces parallèles). De plus, on peut constater que la plage de vitesse où l'équilibre survient dépend de la pression extérieure appliquée : à 5 bars, l'équilibre se produit pour des vitesses comprises entre 60 et 100 rad/s, tandis qu'à 10 bar l'équilibre est observé pour des vitesses comprises entre 90 et 130 rad/s. Ces résultats nous montrent que la configuration 7i-3e n'est pas capable de fonctionner efficacement sur toute la plage de vitesse que nous avons testée ici, ce qui met en évidence l'influence des effets thermiques et mécaniques sur le fonctionnement de la garniture texturée.

Pour expliquer ces résultats, nous avons tracé les déformations des faces de frottement (figure 3.7), ainsi que la variation de la température dans l'interface de contact (figure 3.8) pour différentes valeurs de vitesse de rotation, avec une pression extérieure de 5 bar. Sur la figure 3.7, on peut distinguer trois phases : une phase où les faces contigües forment une conicité divergente (figure 3.7-a), une phase où les faces restent quasiment parallèles (figure 3.7-b,e) et une dernière phase où les faces des solides forment une conicité convergente (figure 3.7-f). Ceci peut être expliqué par les sollicitations thermiques et mécaniques qui engendrent des déformations des faces de frottement. En effet, dans la première phase où la vitesse de rotation est faible, les sollicitations thermiques sont faibles (figure 3.8) et interviennent peu dans les déformations des solides. Les sollicitations sont donc en majorité dues aux forces de pressions qui tendent à déformer les faces de la garniture mécanique pour former un cône divergent. Cela signifie que l'épaisseur du film fluide varie suivant le rayon, ce qui va atténuer l'effet collectif des motifs triangulaires. Dans la seconde phase, la température augmente lorsque la vitesse de rotation augmente. Cela va donc augmenter les sollicitations thermiques qui tendent à déformer les faces de manière à former un cône convergent. Les déformations thermiques viennent alors diminuer progressivement la conicité initialement créée par les forces de pression jusqu'à ce que les faces deviennent presque parallèles, favorisant ainsi l'effet collectif des motifs triangulaires. Dans la dernière phase, les sollicitations thermiques deviennent trop importantes, ce qui va augmenter l'amplitude de la conicité convergente, ce qui va atténuer à nouveau l'effet collectif des motifs triangulaires.

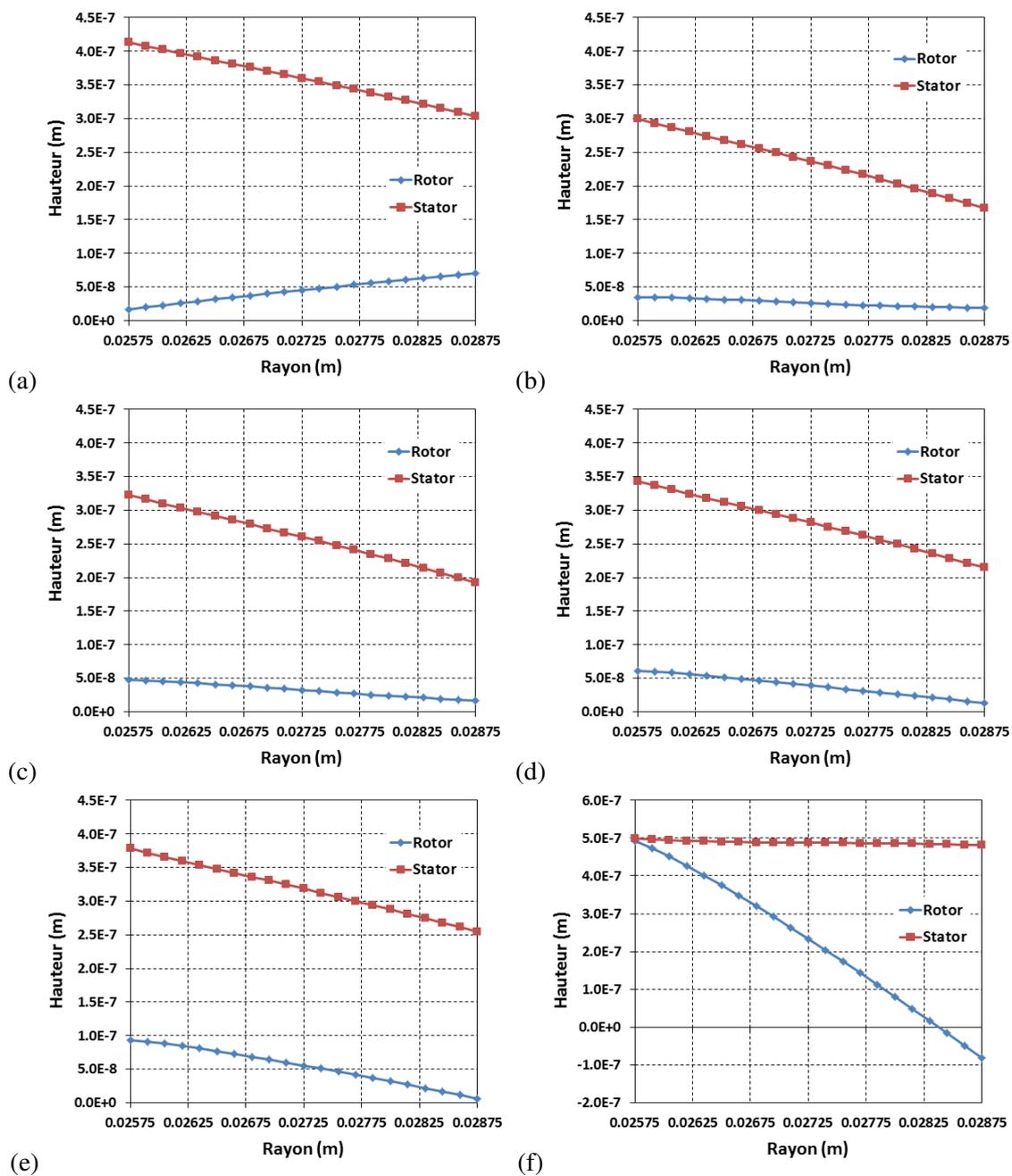


FIGURE 3.7 – Déformations des faces contigües en fonction de la vitesse : (a) 50 rad/s, (b) 60 rad/s, (c) 70 rad/s, (d) 80 rad/s, (e) 100 rad/s, (f) 130 rad/s

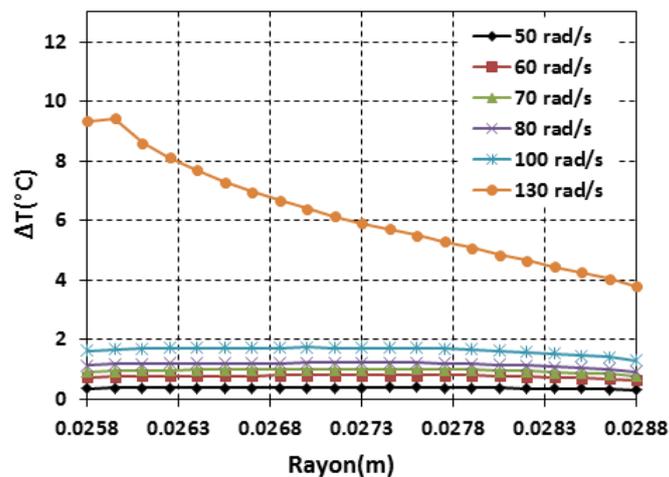


FIGURE 3.8 – Accroissement de la température en fonction de la vitesse

Nous constatons au travers de ces résultats, que les effets thermiques et mécaniques ont une influence significative sur le fonctionnement de la garniture texturée. De plus, pour que les motifs triangulaires puissent travailler efficacement, les faces doivent être les plus parallèles possible l'une par rapport à l'autre. Enfin, les résultats ont montré que la configuration 7i-3e n'est pas capable d'assurer une portance hydrodynamique suffisante sur toute la plage de vitesse de rotation que nous avons testée dans cette section.

3.2.2 Détermination d'une nouvelle configuration

Les résultats obtenus dans la section précédente nous imposent de chercher une nouvelle configuration qui permettra d'améliorer les performances de la garniture mécanique, en tenant compte cette fois des effets thermo-mécaniques. C'est l'objectif des paragraphes qui vont suivre.

Optimisation de la taille des triangles

Dans ce paragraphe, nous nous proposons d'étudier le comportement de la garniture en faisant varier la taille des motifs triangulaires. Pour cette analyse, nous maintenons la densité globale de texturation à 21,03 % et la profondeur des motifs triangulaires à 0,5 μm . Le nombre de triangles implantés près du rayon intérieur est le même que celui implanté près du rayon extérieur. Les trois cas que nous allons tester sont illustrés par la figure 3.9. A travers cette démarche, nous voulons augmenter l'effet de pompage créé par les triangles afin d'améliorer la pression hydrodynamique dans l'interface de contact, ce qui permettra ainsi à la garniture mécanique de travailler convenablement sur toute la plage de la vitesse de rotation. Les calculs sont réalisés avec une pression extérieure (p_e) égale à 5 bar, tandis que les autres conditions restent les mêmes que celles spécifiées dans les tableaux 3.1, 3.2 et 3.3. Durant cette analyse, nous considérons qu'à l'état initial, les faces sont parfaitement planes.

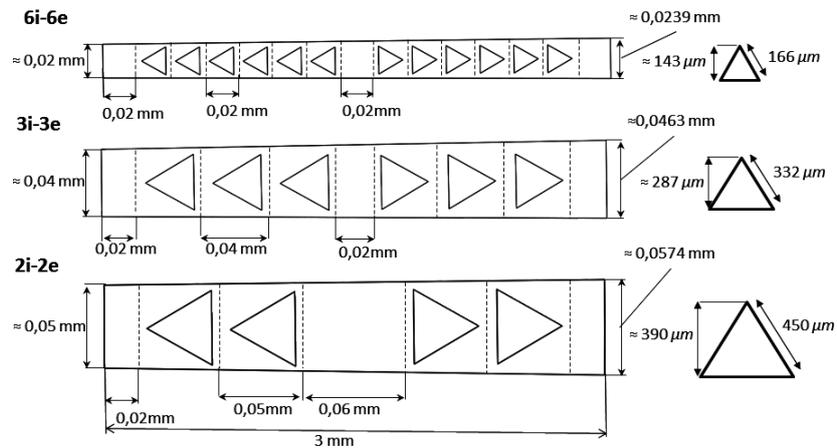


FIGURE 3.9 – Configurations pour différentes tailles de triangle

La figure 3.10 montre les valeurs de la portance hydrodynamique obtenues pour les différents cas testés. Avec la plus faible vitesse de rotation, aucune de ces configurations n'est capable de générer une portance hydrodynamique suffisante pour équilibrer la force de fermeture. Pour toutes les configurations, l'équilibre ne s'établit qu'à partir d'une vitesse de rotation égale à 60 rad/s. Cependant, la portance hydrodynamique avec la configuration 6i-6e et 3i-3e va chuter à partir d'une valeur de vitesse de rotation. Cette vitesse critique dépend de la taille des triangles. En effet, avec les petits triangles (6i-6e), la portance hydrodynamique chute à partir d'une vitesse de rotation supérieure à 160 rad/s, tandis qu'avec la configuration 3i-3e la diminution n'apparaît qu'à partir d'une vitesse de rotation supérieure à 250 rad/s. Enfin, la configuration 2i-2e contenant les triangles de plus grande taille permet d'assurer l'équilibre jusqu'à la valeur maximale de vitesse de rotation (350 rad/s). Pour la suite de cette étude nous retenons donc les motifs triangulaires ayant la plus grande taille.

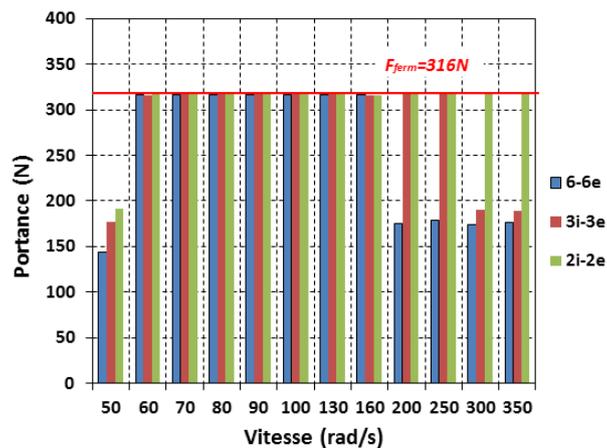


FIGURE 3.10 – Portance hydrodynamique pour différentes tailles de triangle

Optimisation de l'emplacement des triangles

Dans le chapitre précédent, nous avons évoqué que les faces de frottement présentaient un défaut de surface, qui consiste en une courbure de celle-ci. La figure 3.11-a montre le profil radial d'un rotor après rodage, tandis que la figure 3.11-b, présente celui d'un rotor soumis à un traitement thermochimique. Ces profils montrent que la face du rotor présente une courbure très significative dont l'amplitude peut atteindre environ 6 μm . Cette forme géométrique ne peut qu'influencer le fonctionnement de la garniture. Par conséquent, il est important de prendre en compte ce défaut de planéité lors des simulations. Pour ce faire, nous considérons dans notre modèle que la face statique est initialement bombée comme le montre la figure 3.11-c. Dans la courbure réalisant le bombé de la face, nous distinguons deux amplitudes : l'amplitude A_0 qui va désigner la hauteur de la courbure à l'entrée et à la sortie de l'interface de contact, et l'amplitude A_1 qui va désigner la courbure au milieu de l'interface de contact.

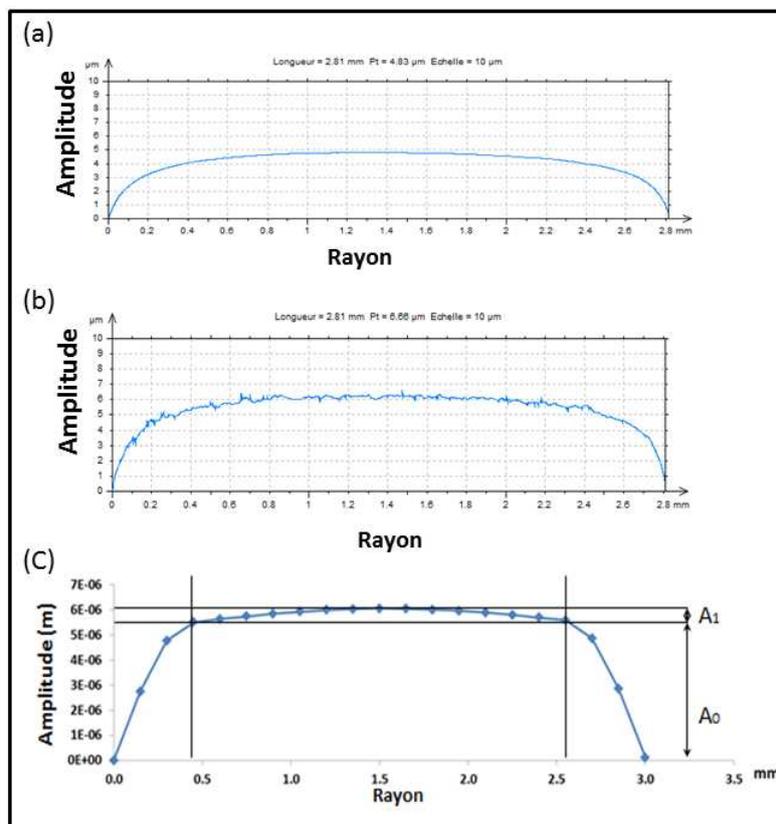


FIGURE 3.11 – Défaut de planéité : (a) profil après rodage, (b) profil après traitement , (c) profil simulé

Pour évaluer l'influence de la distance qui sépare les triangles, nous considérons une nouvelle configuration avec les triangles 2i-2e mais avec un plus faible espacement des motifs dans la partie centrale. La configuration géométrique ainsi que l'emplacement des triangles sont présentés dans la figure 3.12. Pour différencier les deux configurations dans ce paragraphe, nous désignerons par 2i-2e* celle dont les

triangles sont moins espacés au milieu de la zone d'étanchéité. En tenant compte de la courbure dans l'interface de contact, nous avons réalisé des simulations avec ces deux configurations. L'amplitude A_0 de la courbure que nous avons introduit dans les calculs est égale à $6 \mu\text{m}$ (valeur reprise sur les mesures de profils réels), tandis que nous considérons, dans un premier temps, l'amplitude A_1 égale à zéro.

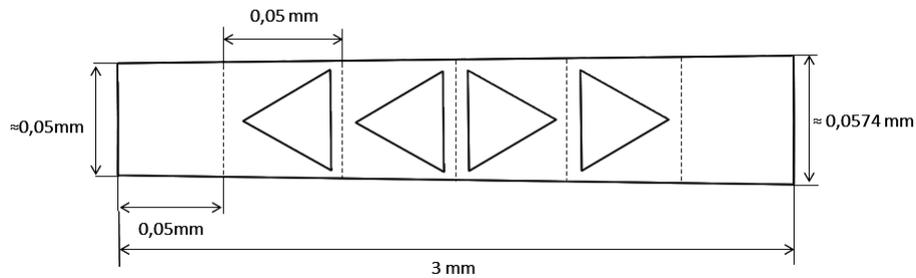


FIGURE 3.12 – Configuration 2i-2e* (avec des triangles au centre rapprochés)

Les valeurs de la portance hydrodynamique obtenues avec les deux configurations sont présentées dans la figure 3.13-a. Nous constatons que les deux configurations permettent de générer une portance hydrodynamique suffisante pour équilibrer la force de fermeture sur toute la plage de vitesse de rotation. Cependant, en analysant l'épaisseur moyenne du film fluide (figure 3.13-b), on observe qu'avec la configuration 2i-2e* le film fluide est plus épais d'environ $0,1 \mu\text{m}$. Cela signifie que la pression hydrodynamique produite par la configuration 2i-2e* est plus importante que celle de la configuration 2i-2e. Pour illustrer cette différence, nous donnons dans la figure 3.14, un exemple de champ de pression pour chacune des deux configurations, pour une valeur de vitesse de rotation égale à 50 rad/s . On remarque qu'avec la configuration 2i-2e, les pics de pression correspondant aux deux triangles situés à l'entrée et à la sortie de l'écoulement sont moins marqués par rapport à ceux de la configuration 2i-2e*. Les champs d'épaisseur moyenne du film correspondants sont présentés dans la figure 3.15. Comme on peut le constater, les deux triangles extrêmes de la configuration 2i-2e sont situés dans la zone où la variation de l'épaisseur du film est très importante du fait de la courbure, ce qui va donc limiter le rôle de ces deux triangles dans la génération de la pression hydrodynamique. A l'inverse, pour la configuration 2i-2e* tous les triangles sont situés dans une zone où l'épaisseur du film fluide varie peu, ce qui va favoriser la génération de pression hydrodynamique par un effet collectif.

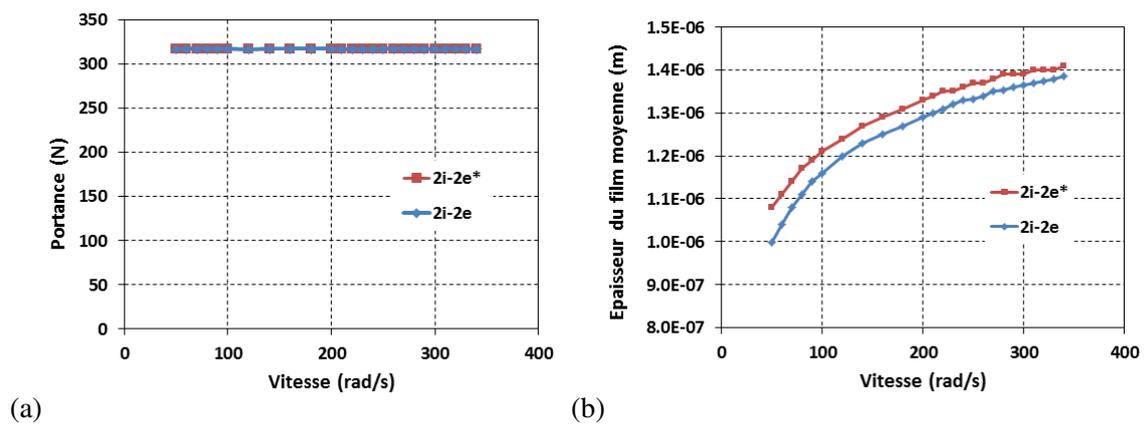


FIGURE 3.13 – (a) Portance hydrodynamique, (b) Épaisseur moyenne du film fluide

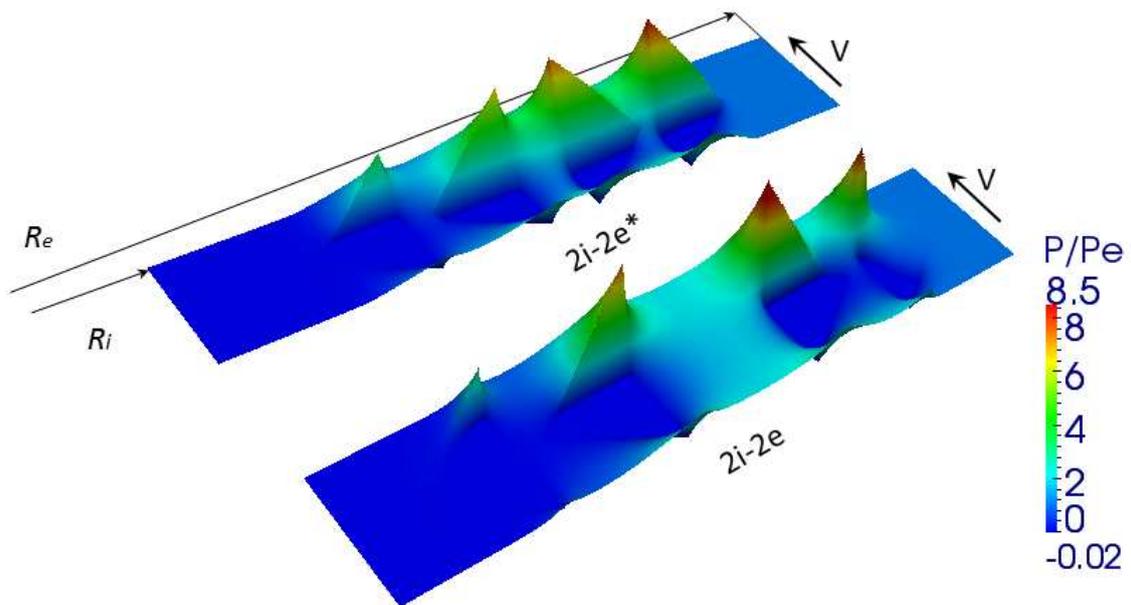


FIGURE 3.14 – Exemple de champs de pression pour une vitesse de rotation $\omega = 50$ rad/s

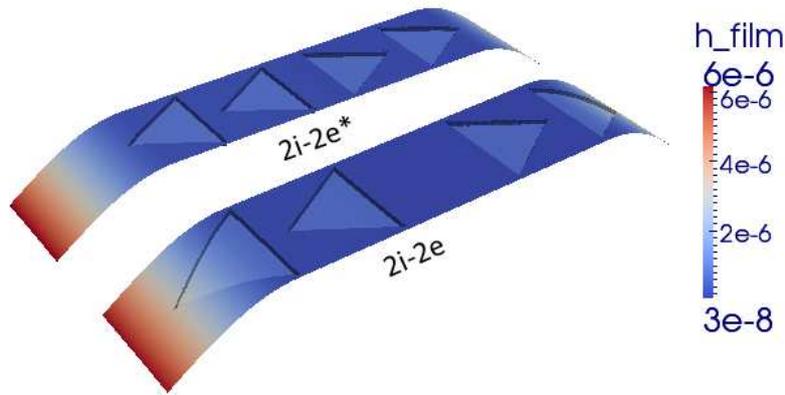


FIGURE 3.15 – Exemple de champs d’épaisseur moyenne du film fluide pour une vitesse de rotation $\omega = 50$ rad/s

La figure 3.16 montre la variation du coefficient de frottement et de l’augmentation moyenne de température sur les faces en fonction de la vitesse de rotation. Sur la figure 3.16-a, on peut constater que le coefficient de frottement avec la configuration 2i-2e est logiquement plus élevé que celui de la configuration 2i-2e* en raison de la plus faible épaisseur de film. De plus, on remarque que le coefficient de frottement avec la configuration 2i-2e est au départ une fonction décroissante de la vitesse de rotation jusqu’à atteindre une valeur minimale pour $\omega = 80$ rad/s avant de devenir croissante pour des vitesses de rotation plus élevées. D’autre part, la figure 3.16-b montre que la température moyenne augmente avec la vitesse de rotation. La température obtenue avec la configuration 2i-2e* est légèrement plus faible que celle de la configuration 2i-2e. Ceci est dû au fait que les forces de frottement avec la configuration 2i-2e* sont réduites, donc la quantité d’énergie dissipée par frottement est inférieure.

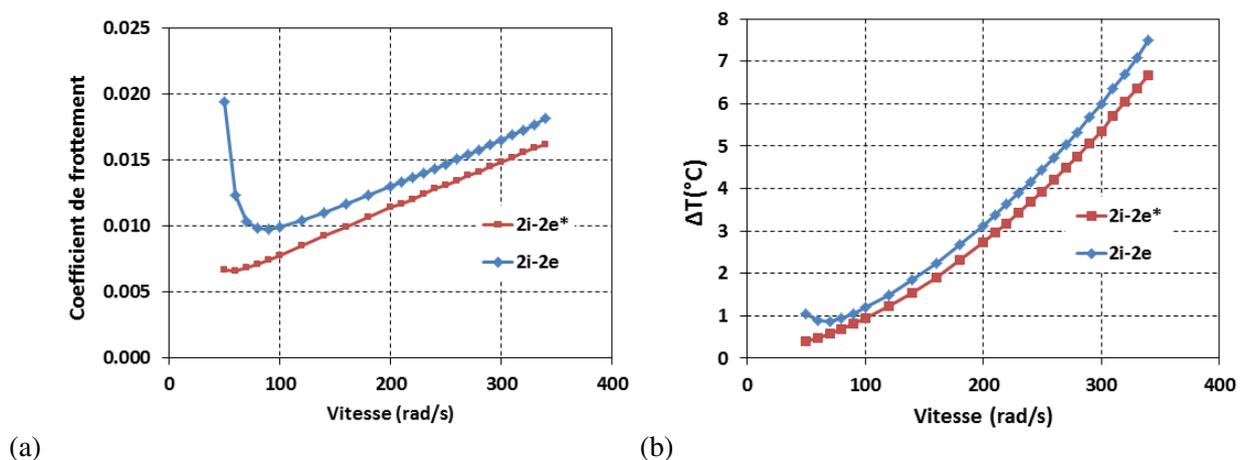


FIGURE 3.16 – Influence de la distance séparant les triangles : (a) Variation du coefficient de frottement, (b) Variation de la température moyenne

La figure 3.17 montre l'évolution du débit de fuite et de l'épaisseur du film à la section de sortie de l'écoulement en fonction de la vitesse de rotation. Sur la figure 3.17-a, on remarque que l'amplitude du débit de fuite que génère la configuration 2i-2e est plus faible que celle produite par la configuration 2i-2e*. Ceci est corrélé avec les résultats sur l'épaisseur moyenne du film fluide. En outre, l'évolution du débit de fuite en fonction de la vitesse de rotation suit une trajectoire parabolique. Au départ, le débit de fuite augmente lorsqu'on augmente la vitesse de rotation. Puis, le débit de fuite devient une fonction décroissante de la vitesse de rotation. Afin d'expliquer ces résultats, nous avons tracé, sur la figure 3.17-b la variation de l'épaisseur du film à la section de sortie. On constate que l'épaisseur du film suit une trajectoire parabolique comme pour le débit fuite (en valeur absolue), ce qui est assez logique, puisque le débit de fuite est une fonction de l'épaisseur du film au cube. Cette évolution particulière de l'espacement des faces au niveau de la section de sortie est due aux déformations thermoélastiques que subissent les faces de frottement au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente.

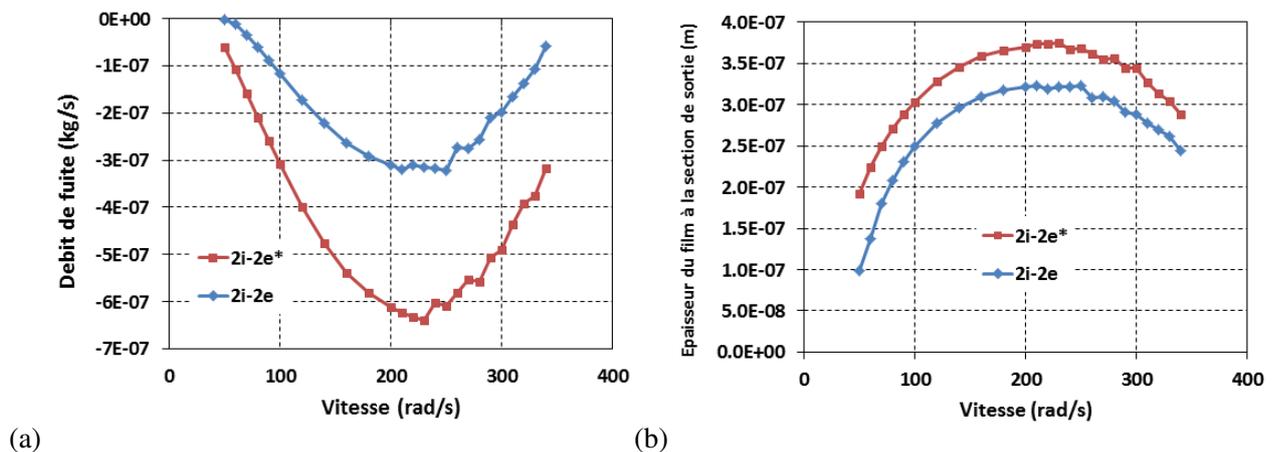


FIGURE 3.17 – Influence de la distance séparant les triangles : (a) Variation du débit de fuite, (b) Variation de l'épaisseur minimale du film fluide

Les résultats de cette analyse montrent que la configuration 2i-2e* dont des triangles centraux sont moins espacés est plus avantageuse pour la génération de la pression hydrodynamique, ce qui lui permet de réduire les forces de frottement et la température dans le film fluide. Bien que cette configuration fasse augmenter le débit de fuite, les valeurs restent acceptables. Par conséquent, nous retenons la configuration 2i-2e* pour la suite de cette étude.

3.2.3 Influence du défaut de courbure

Afin d'étudier l'influence de la courbure sur le fonctionnement de la garniture, nous avons réalisé des simulations en faisant augmenter l'amplitude A_1 de 0 à 0,2 μm puis 0,5 μm , tandis que l'amplitude A_0 est maintenue constante à une valeur de 6 μm . Les données utilisées dans les simulations sont celles données dans les tableaux 3.1 et 3.3.

La figure 3.18 présente la portance hydrodynamique obtenue avec les différentes amplitudes utilisées dans les calculs. Nous remarquons qu'avec une amplitude de $0,5 \mu\text{m}$ la texture ne peut pas produire suffisamment de portance hydrodynamique pour équilibrer la force de fermeture pour les trois plus faibles valeurs de vitesse de rotation. En revanche, avec les amplitudes les moins importantes, on voit que l'équilibre s'est établi sur toute la plage de vitesse de rotation. Ceci peut être expliqué par le fait que, plus on augmente l'amplitude de la courbure, plus on engendre des variations dans l'épaisseur du film suivant le rayon, ce qui atténue l'effet collectif des motifs triangulaires et réduit ainsi la pression hydrodynamique.

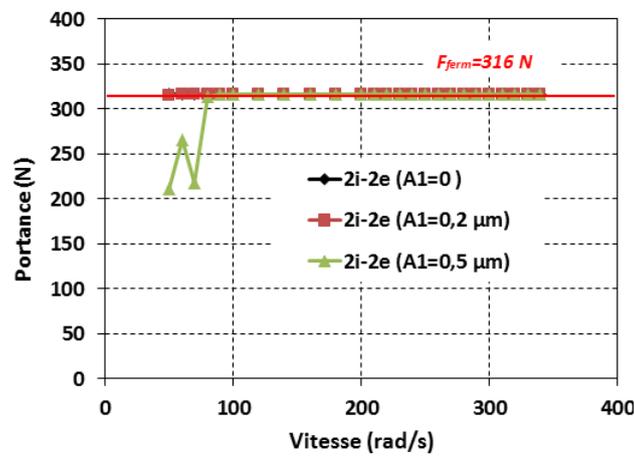


FIGURE 3.18 – Influence de la courbure sur la portance hydrodynamique

L'évolution du coefficient de frottement et de l'épaisseur minimale de film en fonction de la vitesse de rotation sont présentées sur la figure 3.19, pour chaque amplitude. On peut voir que le coefficient de frottement est plus élevé lorsqu'on augmente l'amplitude de la courbure. L'augmentation du coefficient de frottement est plus marquée avec l'amplitude $A_1 = 0,5 \mu\text{m}$ pour les faibles valeurs de vitesse de rotation. Ce résultat peut être expliqué par la faible épaisseur de film obtenue à cette amplitude, quasiment nulle avec la plus faible valeur de la vitesse de rotation. Par ailleurs, une fois que le film est établi, les coefficients de frottement se rapprochent progressivement lorsque la vitesse de rotation augmente, toutefois sans se superposer.

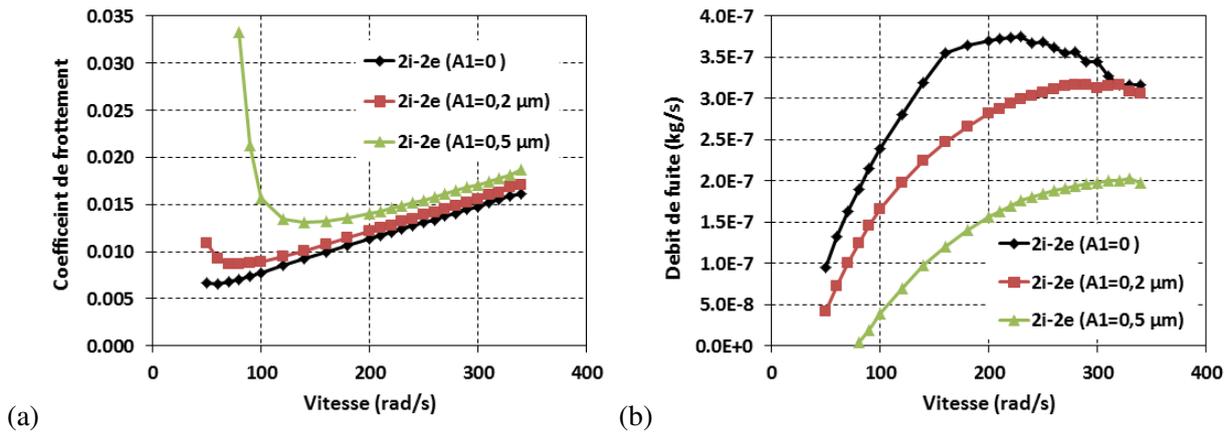


FIGURE 3.19 – Influence de la courbure : (a) coefficient de frottement, (b) épaisseur minimale du film

La figure 3.20 présente la variation de l'accroissement moyen de température dans le film fluide en fonction de la vitesse de rotation. Avec une amplitude de $0,5\mu\text{m}$, on constate que la température moyenne dans le film fluide est au départ décroissante puis qu'elle devient croissante lorsque la vitesse augmente. Ceci s'explique par l'évolution du coefficient de frottement observé avec l'amplitude $0,5 \mu\text{m}$, qui est au départ très élevé. Pour les deux autres valeurs d'amplitude de courbure, la température croît logiquement avec la vitesse. Par ailleurs, on constate que la température moyenne est plus élevée lorsque l'amplitude de la courbure augmente. En effet, avec l'amplitude $0,2 \mu\text{m}$, nous avons calculé une augmentation moyenne de la température de 12% par rapport à celle où l'amplitude est nulle, tandis qu'avec l'amplitude $0,5 \mu\text{m}$, l'augmentation moyenne de la température est de 35%.

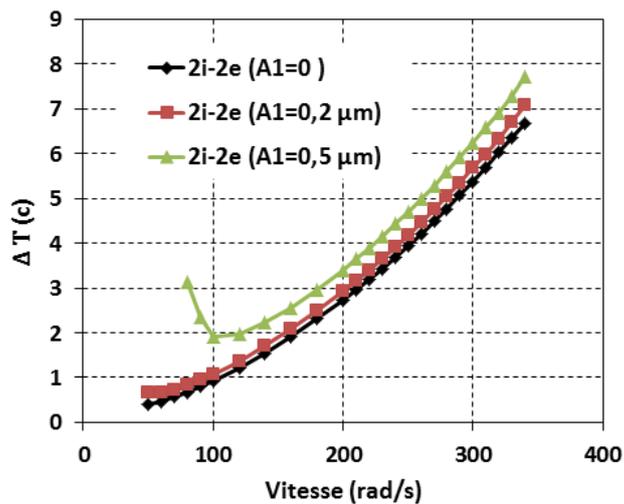


FIGURE 3.20 – Influence de la courbure sur la température moyenne

La figure 3.21 présente les distributions radiales de température dans le film fluide pour les diffé-

rentes amplitudes, avec une vitesse de rotation de 300 rad/s. De manière générale, on remarque que la température augmente lorsqu'on augmente l'amplitude de la courbure. Du rayon intérieur vers le rayon extérieur, on peut voir que la température augmente progressivement jusqu'à atteindre une valeur maximale avant de décroître jusqu'au rayon extérieur. Cette évolution de la température est due à plusieurs effets. Tout d'abord, cela peut provenir de la variation de l'épaisseur du film fluide suivant le rayon du fait de la courbure et des déformations thermo-mécaniques. Comme on peut le voir sur les exemples de la figure 3.22, aux rayons intérieur et extérieur, le film fluide est plus épais donc il y a moins de dissipation visqueuse. De plus, comme le stator déborde de chaque côté de l'interface de contact, le refroidissement est meilleur aux niveaux des extrémités (figure 3.23), ce qui limite ainsi la température sur les frontières. A cela, on peut rajouter l'apparition des zones de cavitation, notamment à côté de la frontière qui est en contact avec l'atmosphère, ce qui réduit la dissipation par frottement visqueux.

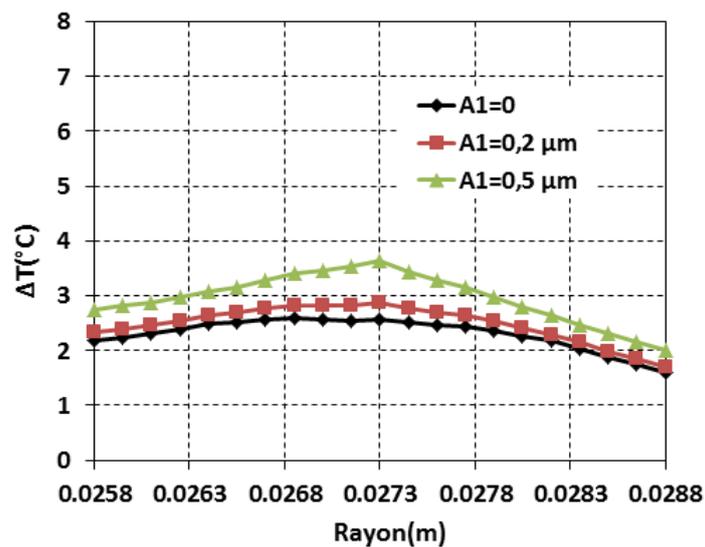


FIGURE 3.21 – Influence de la courbure sur la distribution radiale de la température à $\omega = 3000tr/min$

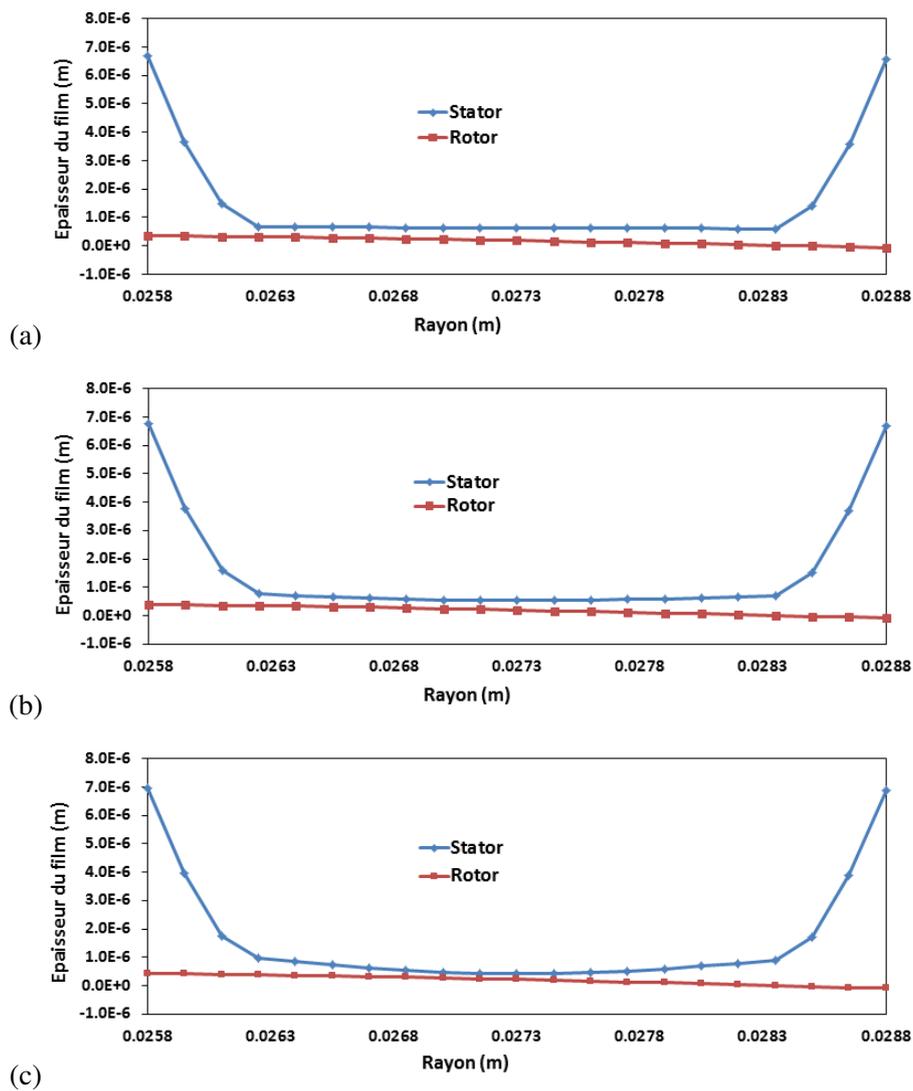


FIGURE 3.22 – Exemple de la séparation des faces à 300 rad/s : (a) $A_1=0 \mu\text{m}$, (b) $A_1=0.2 \mu\text{m}$, (c) $A_1=0.5 \mu\text{m}$

3.2.4 Influence des matériaux

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence du choix des matériaux constituant le stator et le rotor. Pour cela, nous introduisons un nouveau matériau, le carbure de Silicium (SiC), dont les propriétés mécaniques sont décrites dans le tableau 3.4. Le carbure de silicium est connu pour sa très bonne conductivité thermique. Trois combinaisons différentes sont alors considérées : la première combinaison est celle de référence, inox contre saphir, deux matériaux peu conducteurs de chaleur. La seconde combinaison est composée d'un matériau moins conducteur (inox) et d'un matériau très conducteur (SiC). Dans la troisième combinaison, les deux faces sont constituées du même matériau très conducteur (SiC).

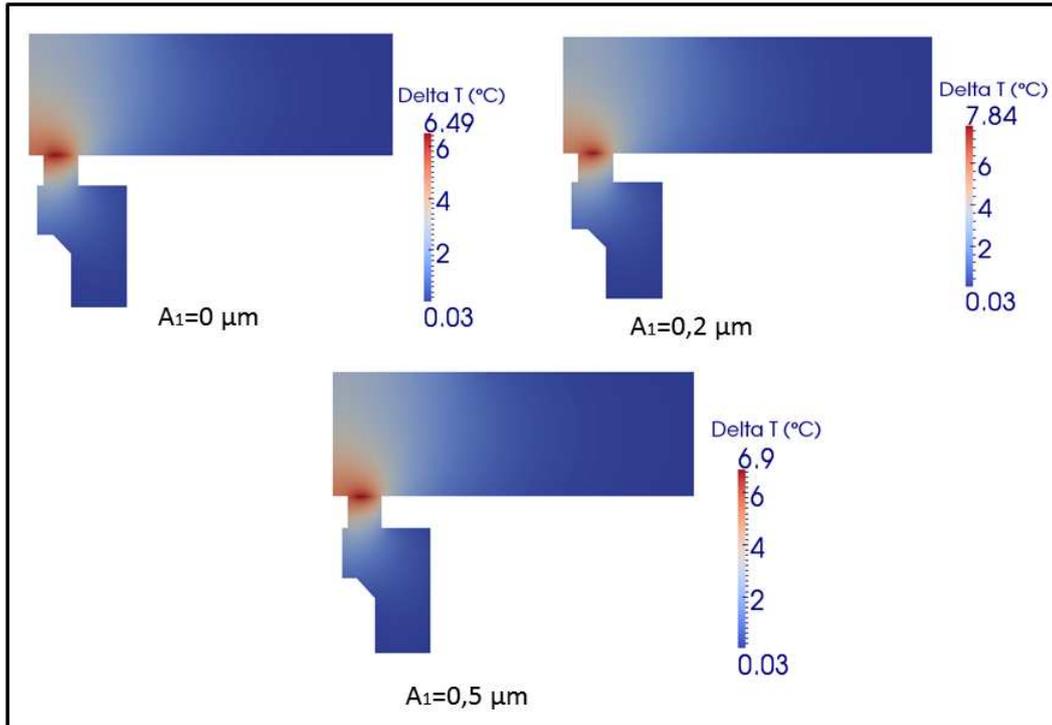


FIGURE 3.23 – Aumentation de la température dans les solides à $\omega = 3000tr/min$

Les calculs sont réalisés en présence d’une courbure avec $A_0 = 6\mu\text{m}$ et $A_1 = 0$.

Matériau	SiC	Inox	Saphir
Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	150	16,30	35
Module de Young (GPa)	400	210	440
Coefficient de Poisson ν	0,17	0,25	0,23
Coefficient de dilatation (K^{-1})	$4,3\cdot 10^{-6}$	$17\cdot 10^{-6}$	$5,8\cdot 10^{-6}$

TABLE 3.4 – Caractéristiques mécaniques des différents matériaux

Le coefficient de frottement et l’accroissement moyen de température dans le film fluide sont présentés sur la figure 3.24. Nous constatons que les trois combinaisons conduisent quasiment au même niveau de frottement visqueux sur toute la plage de vitesse étudiée (figure 3.24-a). Cependant, la température dans le film fluide (figure 3.24-b) varie en fonction du couple de matériaux considéré. Assez logiquement, on voit que plus les matériaux sont conducteurs, plus la température de l’interface est faible. A cela se rajoute l’effet de la rigidité des matériaux. En effet, plus les matériaux sont rigides plus ils résistent aux déformations élastiques, ce qui va limiter les variations trop importantes de l’épaisseur du film fluide et offre ainsi à la texture une condition de fonctionnement favorable pour la génération de pression hydrodynamique.

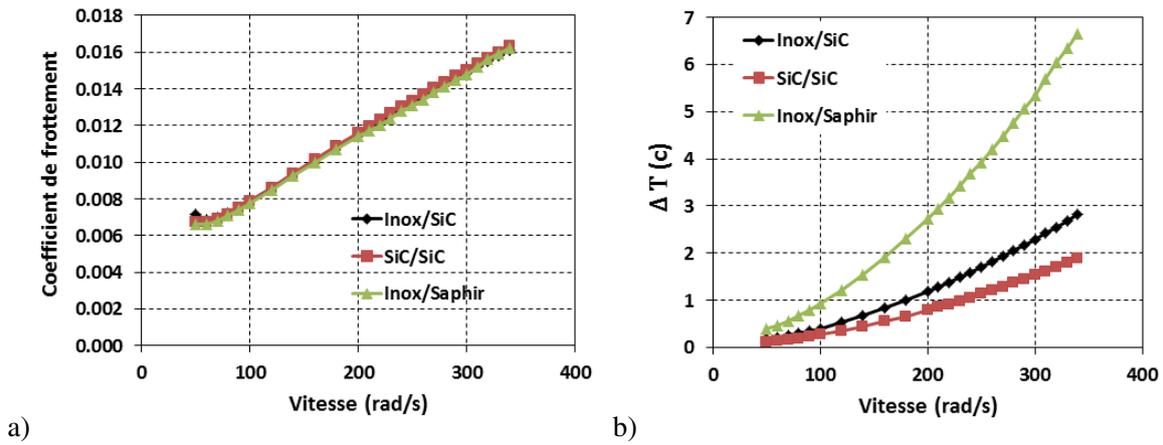


FIGURE 3.24 – Influence des matériaux : (a) variation du coefficient de frottement, (b) variation de la température moyenne

La figure 3.25 présente la variation du débit de fuite et de l'épaisseur à la section de sortie, pour les différentes combinaisons considérées. La figure 3.25-a, montre que le débit de fuite augmente avec la conductivité thermique des solides (SiC/SiC et inox/SiC). Ces résultats sont en bon accord avec les évolutions de l'épaisseur du film à la section de sortie, présentés dans le figure 3.25-b. On observe que l'épaisseur du film à la section de sortie augmente avec des matériaux très conducteurs et rigides. Ceci s'explique par le fait qu'avec ces matériaux, le gradient de température étant faible, l'amplitude des déformations des faces est limitée. Par conséquent, les faces de frottement restent relativement parallèles, favorisant ainsi la génération de pression par l'effet collectif des motifs triangulaires donc un film fluide plus épais et un débit plus élevé.

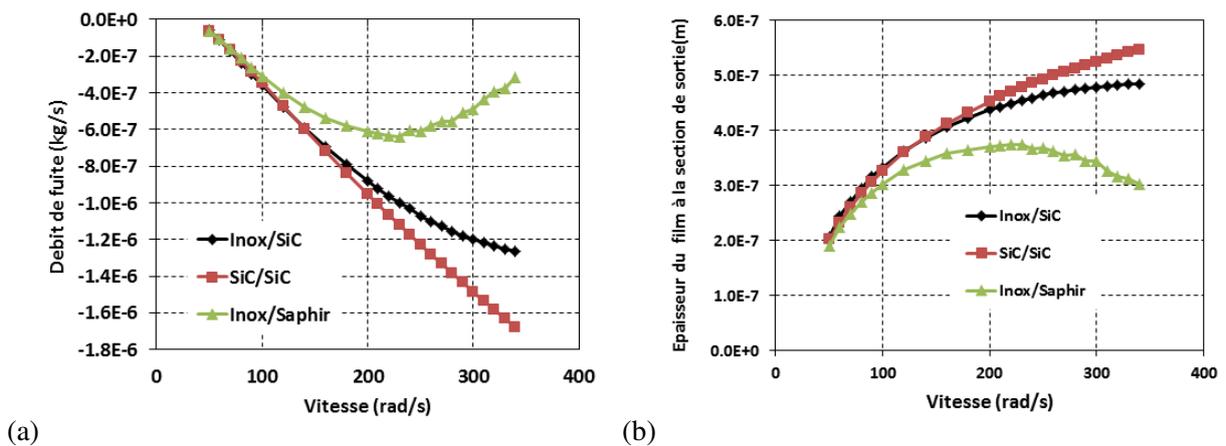


FIGURE 3.25 – Influence des matériaux : (a) variation du débit de fuite, (b) variation de l'épaisseur minimale du film fluide

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, le comportement thermoélastique d'une garniture mécanique texturée sur l'une de ses faces de frottement a été pris en compte dans un modèle numérique. Ce modèle a permis de déterminer le champ de température dans les solides et l'interface de contact ainsi que les déformations associées aux gradients de température et aux chargements mécaniques. Grâce à ce modèle numérique, nous avons analysé l'influence des effets thermoélastiques sur le comportement de la garniture. Tout d'abord, il a été montré que les déformations engendrées par les sollicitations thermiques et mécaniques affectent le fonctionnement de la garniture texturée, du fait de la forte variation de l'épaisseur du film qui peut en résulter. En effet, pour la configuration 7i-3e (définie lors du chapitre précédent comme étant la configuration optimale en terme de frottement et de débit de fuite), il a été constaté que les effets thermoélastiques empêchaient la génération d'une pression hydrodynamique suffisante pour équilibrer la force de fermeture sur toute la plage de vitesse de rotation testée. C'est la raison pour laquelle nous avons réalisé une nouvelle étude afin de proposer une nouvelle taille des motifs triangulaires, plus adaptée au problème. Durant cette optimisation, nous avons fixé la profondeur des triangles à $0,5\mu\text{m}$, tandis que la densité de texturation a été maintenue à 21,03 %. Le seul paramètre que nous avons fait varier est la taille des motifs triangulaires. Parmi les trois tailles qui ont été analysées, les triangles ayant la plus grande dimension se sont révélés les plus efficaces pour générer de la pression hydrodynamique à un niveau permettant d'équilibrer la force de fermeture. Avec cette taille, il est possible de placer radialement deux triangles près de chacun des rayons délimitant l'interface pour obtenir une nouvelle configuration, désignée par 2i-2e. L'emplacement radial des triangles a ensuite été étudié pour cette configuration en prenant en compte la courbure initiale des faces de frottement. Les résultats ont montré qu'une réduction de l'espace central entre les triangles était préférable pour garantir une force d'ouverture suffisante quelle que soit la courbure de la face. Par ailleurs, les résultats ont révélé qu'une amplitude de la courbure trop importante peut réduire l'efficacité de la texturation. Enfin, l'influence du choix des matériaux sur le comportement de la garniture a été analysée. Comme l'on pouvait s'y attendre, des matériaux plus conducteurs et plus rigides permettent de réduire les déformations thermoélastiques des solides, ce qui réduit ainsi la température dans le contact.

Chapitre 4

Étude expérimentale de la lubrification en présence de textures

Ce chapitre présente une étude expérimentale réalisée avec une garniture mécanique dotée d'une texturation 2i-2e sur sa face tournante. Une garniture à faces lisses a également été analysée pour mettre en évidence l'effet de la texturation de surface. La première partie est consacrée à la description du dispositif expérimental que nous avons utilisé pour réaliser cette étude. Ensuite, nous présenterons la technique de mesure par thermographie infrarouge. Les différentes équations et hypothèses utilisées pour la détermination de la température dans l'interface de contact seront détaillées. Puis, les résultats de nos tests seront présentés et discutés. Nous terminerons ce chapitre par une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux, qui a pour objectif de vérifier la validité du modèle TEHD utilisé dans le chapitre précédent.

4.1 Description du dispositif d'essais

4.1.1 Description générale

Un dispositif expérimental destiné à tester des garnitures mécaniques a été développé au sein de l'équipe "Tribolub" de l'institut Pprime (voir figure4.1). Ce dispositif expérimental est composé de deux principales parties. La première est le banc d'essais proprement dit, comportant le support, le moteur, la broche, la cellule d'essais ainsi que le système hydraulique qui permet la lubrification des paliers hydrostatiques de la broche. La seconde partie est une centrale hydraulique assurant la circulation de l'eau à pression et à température régulées dans la cellule d'essai où sont montées les garnitures mécaniques.



FIGURE 4.1 – Dispositif expérimental

4.1.2 Le banc d'essais

Une vue d'ensemble et une vue en coupe du banc d'essais présentent la constitution du système d'essais sur la figure 4.2. Un support massif lié au sol par des liaisons souples permet de limiter les éventuelles vibrations. Un arbre flexible fixé entre deux accouplements à lames flexibles filtre les vibrations en torsion et sécurise le moteur en cas de grippage dans le boîtier d'essais. La figure 4.3 présente une vue en coupe du banc d'essais. Une broche comportant deux doubles paliers hydrostatiques coniques entre l'arbre et le bâti, et entre le stator de la cellule d'essais et le stator de la broche permet d'assurer un guidage d'une grande précision. La broche est entraînée en rotation par un moteur électrique synchrone de 19kW pouvant atteindre 6000 tr/min. Une centrale hydraulique alimente les paliers hydrostatiques en huile à 100 bars et 80°C. Enfin, la cellule d'essai reçoit les garnitures mécaniques à tester.

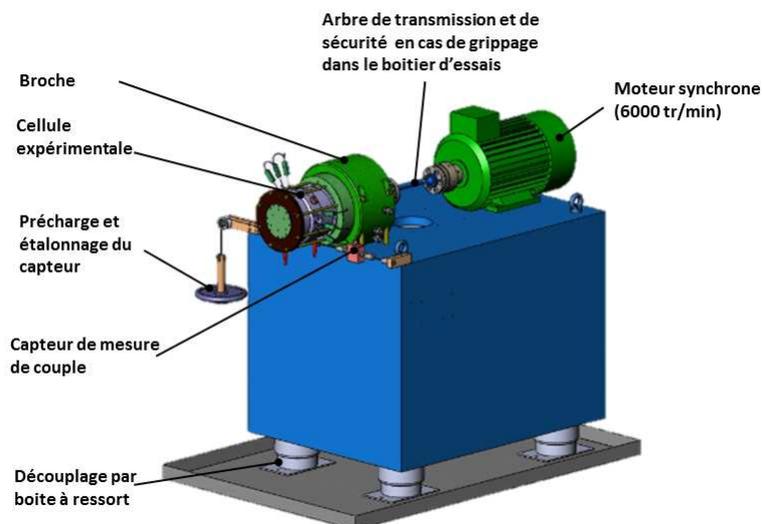


FIGURE 4.2 – Vue d'ensemble du banc d'essais

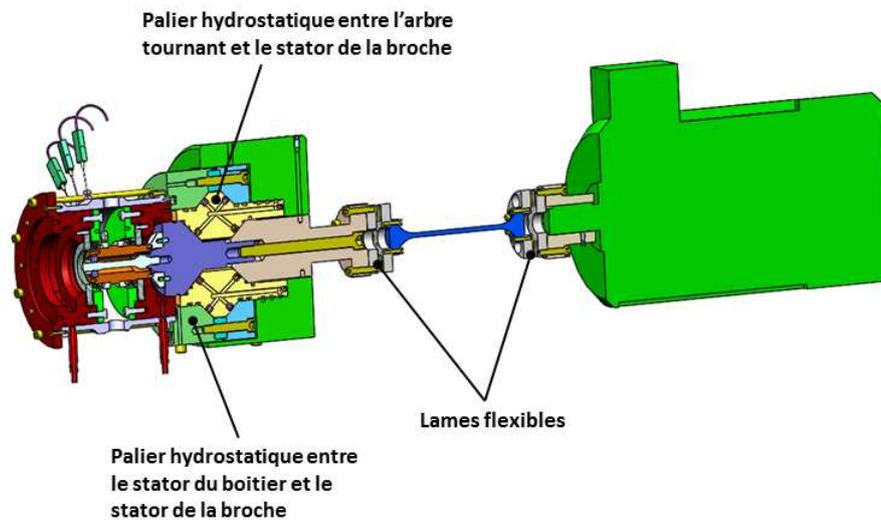


FIGURE 4.3 – Vue de coupe du banc d'essais

4.1.3 Centrale hydraulique

La centrale hydraulique comporte une boucle fermée de circulation de fluide qui traverse la cellule d'essais. Elle est munie de deux pompes : une première pompe permet de maintenir l'eau sous pression dans le circuit à une pression qui peut atteindre 50 bar, tandis que la seconde pompe fait circuler l'eau à un débit contrôlable qui peut atteindre 70 l/min, permettant ainsi l'évacuation de la puissance thermique dissipée par les garnitures mécaniques. Une résistance en ligne et un échangeur à plaques relié au circuit permettent de contrôler la température de l'eau dans le circuit. En outre, la centrale hydraulique est équipée d'un réservoir de 30 l qui permet de compenser les pertes d'eau dues aux fuites des garnitures mécaniques.

4.1.4 Cellule d'essais

Des modifications ont été apportées sur le banc d'essais existant au niveau de la cellule d'expérimentation pour, d'une part, permettre des mesures de températures par thermographie infrarouge et d'autre part s'adapter aux garnitures mécaniques à tester. La modification consiste à remplacer la partie statique de la garniture mécanique par un matériau résistant aux efforts et transparent aux rayonnements infrarouges. Nous avons choisi le saphir synthétique Al_2O_3 . Une vue de coupe de la nouvelle cellule est présentée dans la figure 4.4. La cellule d'essais permet d'accueillir deux garnitures mécaniques montées en opposition sur un arbre tournant d'un diamètre de 50 mm. Une telle disposition des garnitures permet de compenser l'effort axial dû à la pression du fluide. L'eau pressurisée entre et sort de la cellule à travers deux orifices qui assurent ainsi une circulation uniforme du fluide autour des garnitures. Du côté inté-

rieur, les garnitures sont en contact avec l'air ambiant, donc la pression intérieure est égale à la pression atmosphérique.

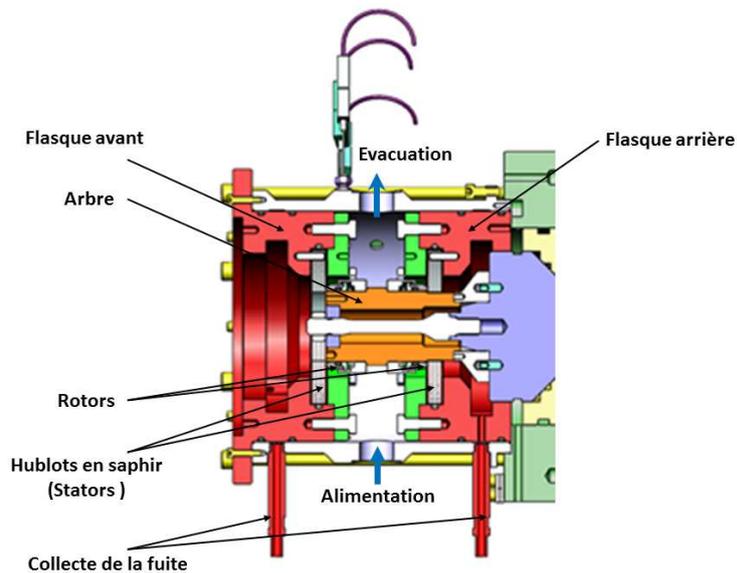


FIGURE 4.4 – Vue de coupe de la cellule d'essais

4.1.5 Présentation de la garniture mécanique

La garniture mécanique que nous voulons tester est un produit du commerce (figure 4.5). Elle est fabriquée et industrialisée par la société Latty International, partenaire du projet MicroGaMe. Dans les cas usuels, les matériaux constituant les faces de frottement sont le carbure de silicium (SiC) et le carbone. Le carbure de silicium étant le matériau le plus dur, il est utilisé pour la partie fixe de la garniture mécanique qui est de plus grande étendue, tandis que le carbone, plus tendre, constitue la partie tournante qui est de plus faible largeur.



FIGURE 4.5 – Garniture mécanique originale

Dans notre étude, le rotor de la garniture mécanique est réalisé en acier inoxydable, comme nous l'a imposé le projet MicroGaMe. Il est monté sur l'arbre par l'intermédiaire d'un support qui contient une étanchéité et une liaison élastique offrant au rotor des degrés de liberté lui permettant de s'aligner avec le contre-face. La géométrie et les dimensions du rotor sont données dans la figure 4.6. L'interface de frottement est une bande annulaire délimitée par les rayons intérieur et extérieur.

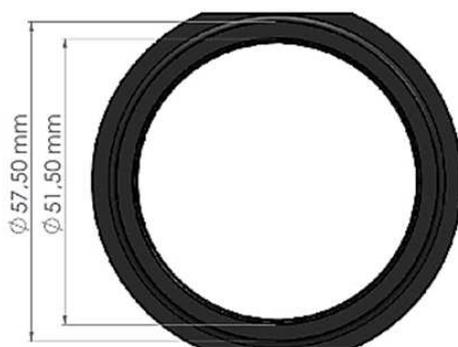


FIGURE 4.6 – Dimensions du rotor

Pour pouvoir visualiser l'interface où le contact se produit, un disque en saphir, matériau transparent aussi bien dans le spectre visible qu'infrarouge, est monté en vis à vis du rotor. Le saphir est un matériau dur qui possède une limite élastique assez élevée, ce qui lui permet de résister aux conditions de fonctionnement sévères. Les dimensions du disque en saphir sont présentées sur la figure 4.7. Les deux disques en saphir sont fixés sur les flasques avant et arrière de la cellule expérimentale et bloqués en rotation par l'intermédiaire de goujons anti-rotation.

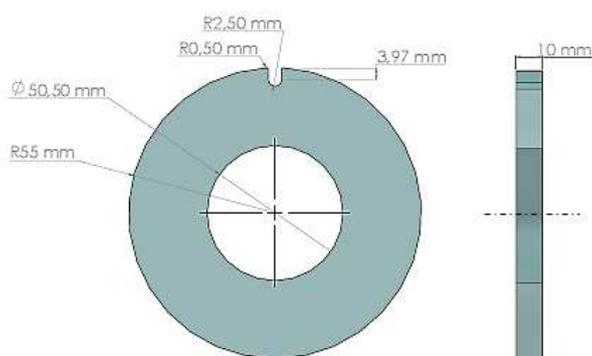


FIGURE 4.7 – Dimensions du hublot en saphir

4.1.6 Instrumentation et système de pilotage

La cellule expérimentale est équipée d'un ensemble de capteurs permettant les mesures suivantes :

- Un capteur de pression, qui mesure la pression dans la cellule expérimentale,
- Deux thermocouples, mesurant la température de l'eau dans la cellule expérimentale,
- Un autre thermocouple, placé à l'extérieur de la cellule, mesure la température ambiante,
- Un thermocouple collé sur la face extérieure du disque en saphir,
- Un capteur de force assurant la mesure du couple de frottement.

Le pilotage du dispositif expérimental se fait via une interface graphique *LabVIEW* programmée sur un poste de contrôle situé à l'extérieur de la salle expérimentale pour des raisons de sécurité. Ce programme permet de rentrer les consignes d'essais et de recueillir simultanément les valeurs renvoyées par l'ensemble des capteurs, ainsi que de les enregistrer dans un fichier. De plus, ce système permet de surveiller le dispositif expérimental et de déclencher un arrêt d'urgence en cas d'anomalie.

Une caméra infrarouge de type Flir SC7000, dont les caractéristiques sont données dans l'annexe C, est utilisée pour les mesures de température dans l'interface de contact.

4.2 Techniques de mesure par caméra infrarouge

4.2.1 Bilan radiatif

Pour réaliser les mesures de température, la caméra est placée en face de la cellule expérimentale de façon à visualiser la face du rotor au travers du disque en saphir et du film fluide. Pour déterminer la température dans l'interface de contact, nous devons résoudre des équations radiométriques qui font intervenir la loi d'étalonnage de la caméra, les caractéristiques des matériaux et celles des milieux traversés. Cela nécessite la connaissance de la température ambiante et de la température de la face du saphir du côté ambiant. Pour ce faire, une pastille noire est collée sur la face extérieure du disque en saphir, tandis qu'un thermocouple placé dans la salle d'expérience renvoie la température ambiante. Un autre thermocouple est collé sur le disque en saphir pour vérifier la température mesurée sur la pastille noire.

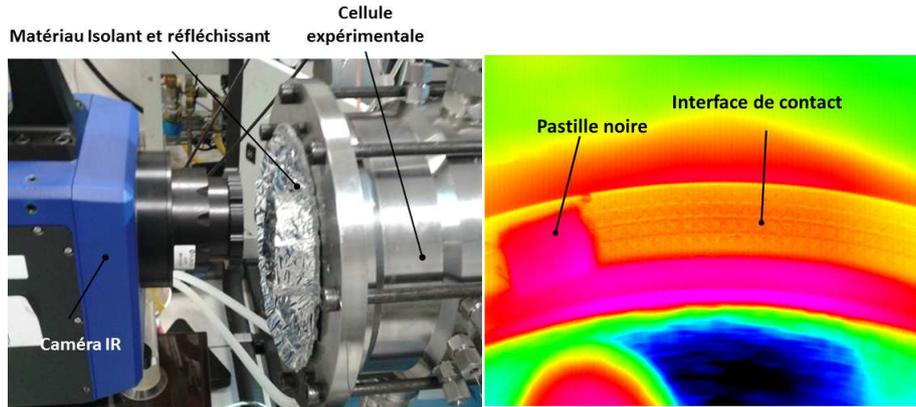


FIGURE 4.8 – Mesure par Caméra IR-Thermogramme

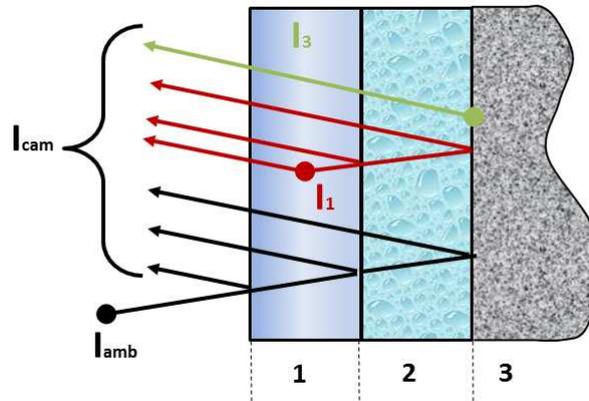


FIGURE 4.9 – Bilan radiatif de la scène de mesure

Cette technique de mesure a été mise en place lors de la thèse de D. Reungoat [138] et a été utilisée dans les travaux de thèse de N. Brunetière [139] et F. Migout [137]. Le bilan radiatif dans notre cas est représenté sur la figure 4.9. Pour des raisons de simplification, les réflexions multiples dues aux dioptres ne sont pas représentées dans cette figure. Le flux radiatif (I_{cam}) reçu par la caméra est la somme de trois émissions. Le milieu ambiant émet un rayonnement I_{amb} qui, en traversant les milieux va subir des réflexions à chaque frontière des milieux. Le saphir n'étant pas parfaitement transparent aux infra-rouges va émettre aussi un rayonnement I_1 . Comme l'épaisseur du film fluide est très faible, nous négligerons son émissivité et nous le considérerons parfaitement transparent. Nous déduirons sa température de celle de la surface du rotor, qui émet un rayonnement I_3 . Selon Reungoat [138], le bilan radiatif pour une telle configuration, en prenant en compte les effets des dioptres, peut être exprimée par l'équation suivante :

$$I_{cam} = \left(R_1^- + \frac{T_1^2 \rho_3}{1 - \rho_3 R_1^+} \right) I_{amb} + \left(E_1^- + \frac{E_1^+ T_1 \rho_3}{1 - \rho_3 R_1^+} \right) I_1 + \frac{\varepsilon_3 T_1}{1 - \rho_3 R_1^+} I_3 \quad (4.2.1)$$

Les différents coefficients intervenant dans cette équation sont exprimés en fonction des caractéristiques radiatives des milieux .

$$T_1 = \frac{(1-\rho_{air/1})(1-\rho_{1/2})\tau_1}{1-\rho_{air/1}\rho_{1/2}\tau_1^2}$$

$$R_1^+ = \frac{\rho_{1/2}+\tau_1^2\rho_{air/1}(1-2\rho_{1/2})}{1-\rho_{air/1}\rho_{1/2}\tau_1^2}$$

$$R_1^- = \frac{\rho_{air/1}+\tau_1^2\rho_{1/2}(1-2\rho_{air/1})}{1-\rho_{air/1}\rho_{1/2}\tau_1^2}$$

$$E_1^+ = \frac{(1-\tau_1)+(1-\rho_{1/2})(1-\tau_1\rho_{air/1})}{1-\rho_{air/1}\rho_{1/2}\tau_1^2}$$

$$E_1^- = \frac{(1-\tau_1)+(1-\rho_{air/1})(1-\tau_1\rho_{1/2})}{1-\rho_{air/1}\rho_{1/2}\tau_1^2}$$

$$\rho_3 = 1 - \varepsilon_3$$

$$\rho_{a/b} = \frac{(n_b - n_a)^2}{(n_b + n_a)^2}$$

Dans cette équation ε_3 est l'émissivité du rotor en Inox et τ_1 est la transmittivité du saphir. Ces facteurs seront déterminés expérimentalement. n_a et n_b sont les facteurs de réfraction des deux milieux formant un dioptre. $\rho_{air/1}$ et $\rho_{1/2}$ sont les facteurs de réflexion des dioptres air/saphir et saphir/eau, respectivement. Les différents flux lumineux émis par les milieux peuvent être exprimés par le flux lumineux émis par un corps noir qui serait à la même température :

$$I_{amb} = I_0(T_{amb}), I_1 = I_0\left(\frac{T_{past} + T_3}{2}\right) \text{ et } I_3 = I_0(T_3)$$

où T_{amb} est la température ambiante mesurée par un thermocouple. T_{past} est la température de la pastille noire. Pour la température du saphir, nous faisons l'hypothèse que celle-ci est uniforme et égale à la moyenne de la température des deux frontières du disque. C'est l'hypothèse utilisée par Reungoat [138]. Dans l'équation 4.2.1, l'inconnue est la température T_3 . Sa détermination revient à résoudre l'équation non linéaire 4.2.1, qui nécessite l'utilisation de la méthode de Newton.

4.2.2 Étalonnage de la caméra

Les caméras infrarouge sont généralement commercialisées avec leur propre étalonnage réalisé en usine. Cependant, les lois d'étalonnages ne sont pas souvent indiquées par les constructeurs. Il est donc nécessaire de déterminer expérimentalement cette loi. D'autre part, cela nous permet de vérifier l'étalonnage constructeur.

L'étalonnage de la caméra consiste à trouver la loi $I_0(T)$ que nous allons utiliser dans la résolution de l'équation 4.2.1. Pour cela, nous disposons d'un corps noir fabriqué au laboratoire. Il est constitué d'un réservoir isolé rempli d'eau à température régulée et muni d'une cavité. L'orifice de la cavité positionné

en face de la caméra est entouré d'un matériau réfléchissant pour limiter le bruit de l'environnement. Un corps noir idéal est un corps qui absorbe la totalité des rayonnements incidents donc qui a une émissivité égale à 1. Nous considérons que l'émissivité de notre corps noir est très proche de 1.

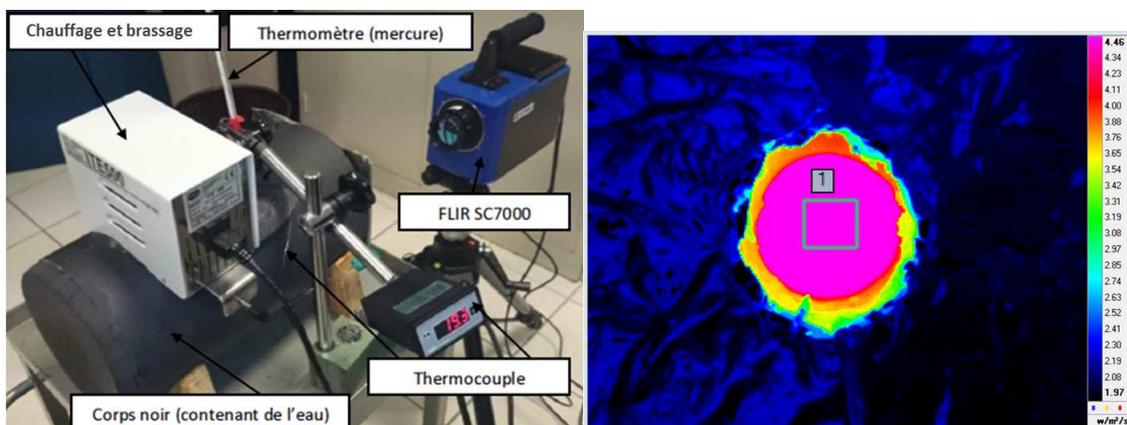


FIGURE 4.10 – Étalonnage caméra - thermogramme

Le processus d'étalonnage consiste à mesurer la luminance émise par le corps noir au centre de l'orifice (figure 4.10) à différentes températures. Un système de chauffage et de brassage est utilisé pour maintenir l'eau à une température constante dans le réservoir. Un thermomètre et un thermocouple permettent de relever la température de l'eau dans le réservoir. Les résultats de l'expérience sont présentés dans le figure 4.11. La figure de droite (figure 4.11-b) donne la réponse numérique de la caméra que nous avons comparée avec la courbe d'étalonnage fournie par le constructeur. Nous constatons une bonne corrélation entre nos mesures et les données fournies par le constructeur. La figure de gauche montre les résultats de la luminance que nous allons utiliser pour établir la loi d'étalonnage.

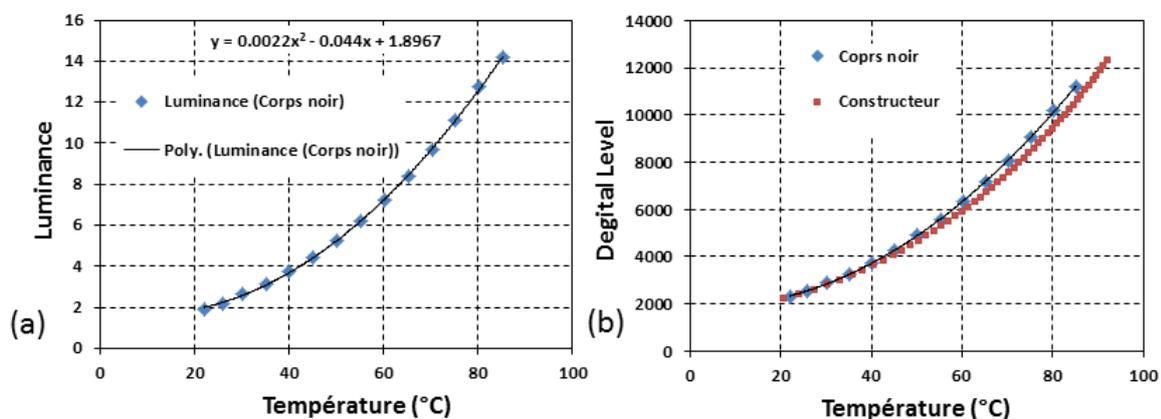


FIGURE 4.11 – Courbe d'étalonnage de la caméra : (a) Luminance, (b) Niveau numérique

L'étalonnage est réalisé pour une température variant entre 22 et 85°C. Cette plage de température correspond à un temps d'intégration de 415 μ s. Ce temps d'intégration a donc été utilisé lors des mesures réalisées sur la garniture mécanique. Par faute de connaissance de la loi d'étalonnage constructeur, nous avons approximé la courbe d'étalonnage par une loi polynomiale de degré 2 [140].

$$I_0(T) = 0,22 \cdot 10^{-2} T^2 + 0,44 \cdot 10^{-1} T + 1,8967 \quad (4.2.2)$$

4.2.3 Caractérisation des matériaux

Pour résoudre l'équation 4.2.1, il faut connaître les valeurs de l'émissivité (ϵ_3) de l'inox et la transmittivité (τ_1) du saphir. Ces deux coefficients seront déterminés de manière expérimentale.

Émissivité de l'inox

Tout d'abord, il est important de signaler que le grain en inox dont nous allons présenter les résultats plus loin est revêtu d'une couche de *DLC* (en français : carbone amorphe ; en anglais : *Diamond Like Carbon*). La raison de l'utilisation d'un revêtement *DLC* sera donnée dans les sections à venir. Pour déterminer l'émissivité de l'inox, on immerge partiellement le rotor en inox dans un bain d'eau dont on maîtrise la température. Le bilan radiatif se réduit donc au cas d'un seul corps comme illustré sur la figure 4.12.

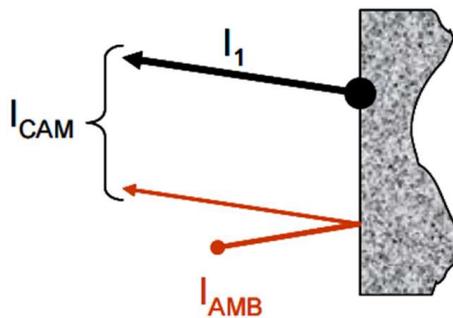


FIGURE 4.12 – Rayonnement d'un seul corps

Ainsi, l'équation radiométrique 4.2.1 peut se simplifier à :

$$I_{cam} = \epsilon_3 I_0(T_3) + (1 - \epsilon_3) I_0(T_{amb}) \quad (4.2.3)$$

On en déduit son émissivité :

$$\epsilon_3 = \frac{I_{cam} - I_0(T_{amb})}{I_0(T_1) - I_0(T_{amb})} \quad (4.2.4)$$

En faisant varier la température on peut déterminer l'évolution de l'émissivité l'inox revêtu.

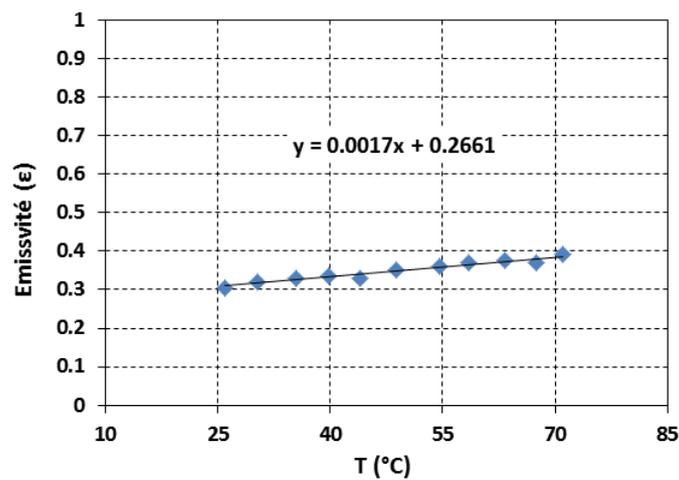


FIGURE 4.13 – Évolution de l'émissivité de l'inox revêtu en fonction de la température

Les résultats de la figure 4.13 montrent que l'émissivité de l'acier inoxydable est faible et évolue en fonction de la température de façon quasi-linéaire.

Transmittivité du saphir

Pour déterminer la transmittivité du saphir, nous avons utilisé le même montage que celui utilisé pour l'étalonnage de la caméra, mais cette fois-ci en plaçant le disque en saphir entre le corps noir et la caméra (figure 4.14).

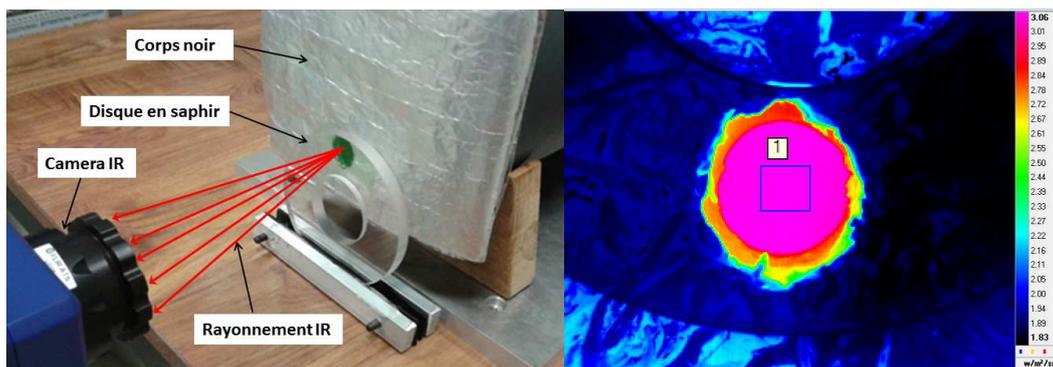


FIGURE 4.14 – Détermination de transmittivité du saphir - thermogramme

Le bilan radiatif peut, dans ce cas, s'écrire comme suit :

$$I_{cam} = R_1^- I_{amb} + E_1^- I_{amb} + T_1 I_3 \tag{4.2.5}$$

La détermination de la transmittivité du saphir revient donc à résoudre une équation du deuxième degré.

$$A\tau_1^2 + B\tau_1 + C = 0$$

avec

$$A = \rho_{air/1}^2 (I_{cam} - I_{amb})$$

$$B = (1 - \rho_{air/1})^2 (I_3 - I_{amb})$$

$$C = I_{amb} - I_{cam}$$

En résolvant cette équation on trouve que le coefficient de transmittivité du disque en saphir vaut $\tau_1 = 0,557$

4.3 Description des essais expérimentaux

Les conditions de fonctionnement retenues pour les essais sont présentées dans le tableau 4.1. Durant les essais, tous les paramètres sont maintenus constants sauf la vitesse de rotation que nous avons fait varier entre 500 et 3000 tr/min avec un pas de 500 tr/min. L'acquisition des données est lancée une fois que la vitesse de rotation et la température sont stabilisées. L'enregistrement des données est réalisé sur une période de 30 secondes. Pour vérifier la reproductibilité des tests, les essais ont été répétés au moins trois fois.

Température de l'eau (°C)	40
Débit de circulation de l'eau (l/min)	30
Pression d'alimentation (MPa)	0,5
Vitesse de rotation (tr/min)	500-3000

TABLE 4.1 – Données de fonctionnement des essais

La caméra infrarouge (figure 4.15) est placée en face du disque en saphir à une distance de $9,8 \pm 1$ cm par rapport à la face du disque en saphir. Le but est de focaliser la caméra sur l'interface de contact.

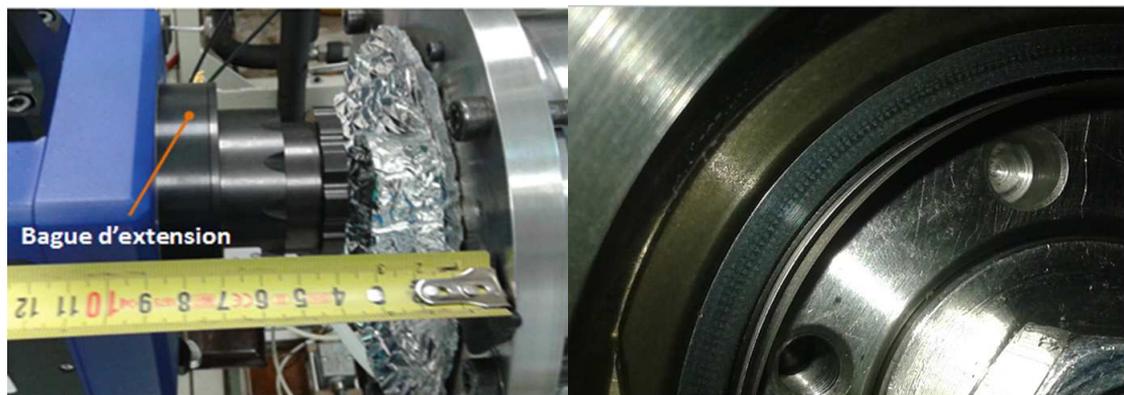


FIGURE 4.15 – Position de la caméra - vue à travers le saphir

Pour cela, nous avons utilisé une bague d'extension de 20 mm de longueur, ce qui nous permet d'avoir une fenêtre de travail de 1,7 cm × 1,36 cm. L'enregistrement avec la caméra et l'acquisition des données sont lancées simultanément. L'enregistrement des thermogrammes est réalisé sur une période de 40 secondes avec une fréquence d'acquisition de 50 Hz. Les propriétés radiatives des matériaux intervenant dans la scène visualisée par la caméra sont décrits dans le tableau 4.2.

Corps	émissivité (ϵ)	transmittivité(τ)	indice de réfraction (η)	facteur de réflexion (ρ)
Inox revêtu (40°C)	0,33	0,67
Saphir (10mm)	0,56	1,75
Peinture noire	0,98	0,02
Air	0	1	1,0029	0,074
Eau	0	1	1,333	0,01283

TABLE 4.2 – Propriétés radiatives des matériaux mis en jeu dans la scène de mesure

4.4 Traitement des résultats

4.4.1 Couple de frottement

Comme nous l'avons indiqué précédemment, le couple de frottement est mesuré par un capteur de force. Cependant, la mesure renvoyée par le capteur de couple inclut le couple dû aux tuyaux d'alimentation en eau ainsi que le couple de barbotage, qui est le couple dû au cisaillement de l'eau entre les lames que forment les rotors avec les parois de la cellule expérimentale (figure 4.16). Pour une mesure optimale du couple de frottement des garnitures mécaniques, il est nécessaire de soustraire ces deux valeurs de la valeur mesurée par le capteur de couple de frottement. Pour déterminer le couple appliqué par les tuyaux, on effectue une mesure sans l'arbre de liaison entre le moteur et la broche. La mesure expérimentale du couple de barbotage n'est pas simple. Sa valeur est évaluée à l'aide d'une approche théorique

en se référant au travaux de Brunetière et Tournerie [141] et Ayadi [142]. Les détails de cette approche sont donnés dans l'annexe B.

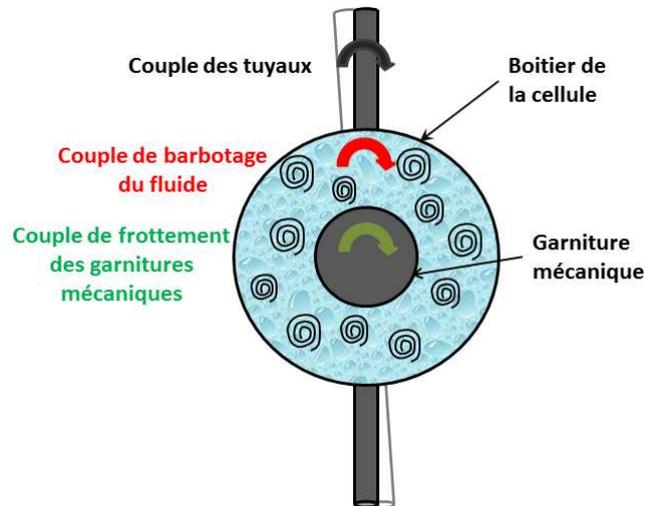


FIGURE 4.16 – Schématisation des différents couples mesurés par le capteur

4.4.2 Température

Une fois que les mesures avec la caméra sont effectuées, les résultats sont traités à posteriori. Pour chaque vitesse de rotation nous avons enregistré une vidéo constituée d'une trame d'images. Le logiciel *Altair* nous permet de faire la moyenne de l'ensemble des images acquises pour une vitesse de rotation afin d'en déduire une image moyenne. A l'aide des outils de traitement inclus dans *Altair* (figure 4.17) on définit une zone sur la pastille noire et une zone rectangulaire sur l'interface de frottement. Ensuite, les valeurs de la luminance de chaque pixel sont extraites. Étant donné que nous voulons déterminer le profil radial de la température, la luminance dans la zone rectangulaire est moyennée suivant le sens horizontal, tandis que pour la pastille noire, nous calculons la moyenne sur toute la zone carrée. Une fois que les valeurs de la luminance sur la pastille noire et la bande radiale sont déterminées, la température est calculée dans chaque zone en utilisant les équations radiométriques, la température ambiante et les caractéristiques des matériaux. Enfin, l'augmentation de température (ΔT) due à la dissipation de l'énergie est calculée en faisant la différence entre la température dans l'interface de contact et la température de l'eau dans la cellule expérimentale.

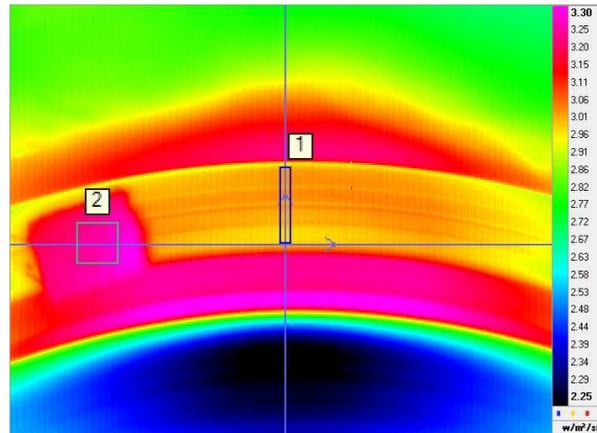


FIGURE 4.17 – Définition des zones de mesure

4.5 Garnitures mécaniques testées

Pour analyser l'effet de la texturation sur le fonctionnement de la garniture mécanique, nous avons réalisé les tests avec deux couples de garnitures mécaniques : un couple de garnitures mécaniques texturées suivant la géométrie proposée au chapitre précédent avec le modèle TEHD, et un couple de garnitures mécaniques ayant des faces de frottement lisses, c'est-à-dire, sans textures. Nous rappelons ici que la texturation de surface a été obtenue par une gravure ionique d'une durée de 2 heures. De plus, les garnitures mécaniques (lisses et texturées) ont été traitées par une carburation d'une durée de 32 heures. Enfin, les garnitures mécaniques ont été revêtues par une couche de *DLC* d'environ $2\mu\text{m}$ d'épaisseur. Les caractéristiques surfaciques des faces de frottement ont été mesurées avec un objectif $\times 20$ sur le microscope à mesures interférométriques. La figure 4.18 illustre les positions des points mesurés sur les faces de frottement. Pour la suite, nous désignerons par "Face avant", la garniture en face de la caméra et par "Face arrière", la garniture implantée à l'arrière de la cellule expérimentale.

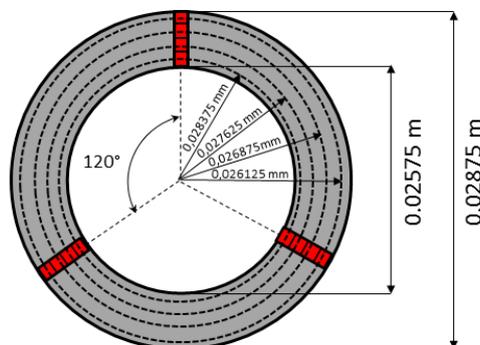


FIGURE 4.18 – Positions des zones mesurées sur les faces de frottement

La figure 4.19 présente des exemples de profils radiaux mesurés sur les rotors texturés (2i-2e) et les rotors lisses. Comme nous l'avons déjà signalé dans la section du chapitre 3, les faces des rotors présentent une courbure dont l'amplitude varie entre 6 et 7 μm .

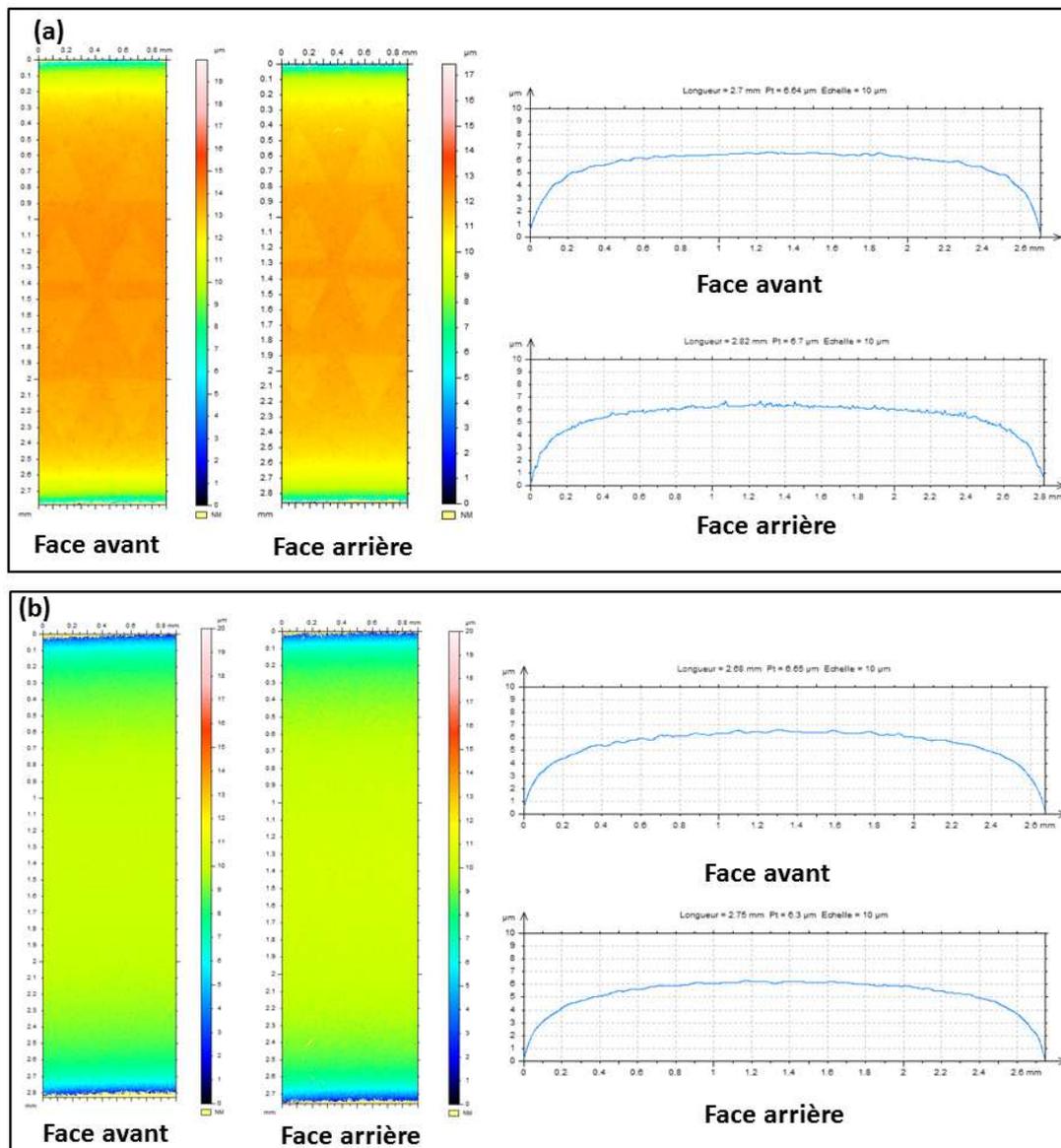


FIGURE 4.19 – Profils radiaux mesurés sur l'appareil de mesure optique : (a) faces texturées 2i-2e ; (b) faces lisses

Une analyse a été effectuée pour vérifier la taille des motifs triangulaires (figure 4.20). Nous rappelons ici que la géométrie visée pour les triangles lors de la texturation est la suivante : des cotés d'environ 450 μm en longueur et une profondeur de 500 nm. Les résultats de l'analyse nous ont montré que les

triangles gravés sur les rotors ont une longueur d'environ 420 μm , ce que l'on peut considérer comme satisfaisant compte tenu des défauts que peuvent engendrer les masques protecteurs lors de la gravure ionique. Cependant, la profondeur cible de 500 nm des motifs triangulaires n'a pas été satisfaite. Les mesures de profondeur ont montré que les motifs triangulaires des rotors que nous voulons tester ont une profondeur qui varie entre 250 et 300 nm.

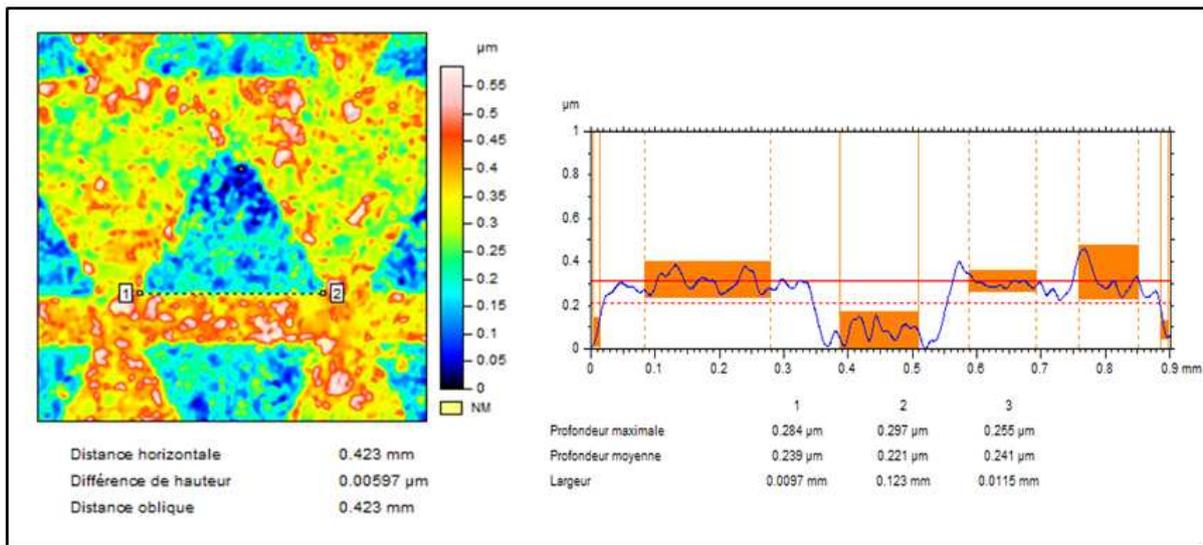


FIGURE 4.20 – Analyse de la taille des motifs triangulaires

Les caractéristiques statistiques de la rugosité des faces de frottement sont listées dans le tableau 4.3. Ces valeurs correspondent aux valeurs moyennes calculées sur l'ensemble des zones de mesure en dehors des cavités.

	Sq (μm)		SSk		SKu	
	Face avant	Face arrière	Face avant	Face arrière	Face avant	Face arrière
2i-2e	0,1037	0,0965	0,9766	1,3933	6,015	7,210
Lisse	0,1209	0,1049	0,1740	0,1045	3,325	3,134

TABLE 4.3 – Caractéristiques surfaciques des rotors avant le fonctionnement

En plus de ces campagnes d'essais, nous avons réalisé un test préliminaire avec deux rotors texturés suivant la configuration 7i-3e (figure 3.22) qui avait été définie au chapitre 2. De même que pour la texturation 2i-2e, la gravure ionique a été utilisée pour réaliser la texturation. Une carburation est ensuite utilisée pour renforcer la tenue à l'usure et à la corrosion des faces de frottement. Cependant, pour ces deux garnitures mécaniques nous n'avons pas prévu de revêtement *DLC*. Les motifs triangulaires ont une profondeur d'environ 250 nm.

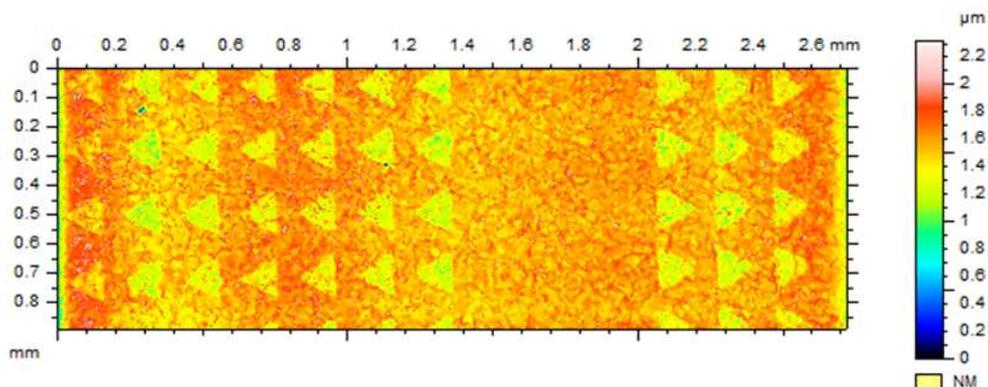


FIGURE 4.21 – Exemple de texturation 7i-3e après traitement (redressement, suppression de la forme et seuillage)

4.6 Résultats et discussion

Avant d'exposer les résultats des tests réalisés avec les configurations 2i-2e et les faces lisses, nous allons présenter les résultats obtenus avec la configuration 7i-3e.

4.6.1 Configuration 7i-3e

Les conditions de fonctionnement utilisées pour réaliser ce test sont listés dans le tableau 4.4.

Température de l'eau (°C)	40
Débit de circulation de l'eau (l/min)	30
Pression d'alimentation (MPa)	1
Vitesse de rotation (tr/min)	2000

TABLE 4.4 – Conditions de fonctionnement utilisées pour le test avec la configuration 7i-3e

L'évolution de la température dans l'interface de contact en fonction du temps est présentée sur la figure 4.22. Il est important de signaler que les températures reportées sur les thermogrammes correspondent aux températures qui sont indiquées directement par la caméra et qui n'ont subies aucun traitement. L'échelle de température des thermogrammes ne reflète donc pas la température réelle qui règne dans l'interface de contact. En revanche, ces thermogrammes nous offrent de bons indices sur l'évolution de la température dans le contact.

A T_1 , on observe une augmentation modérée de la température sur une zone annulaire qui se situe près du rayon intérieur de la garniture mécanique. A T_2 , nous constatons une augmentation forte et brutale de la température due à un frottement sévère dans quelques zones localisées. Une seconde plus tard (T_3), le frottement affecte toute la zone de contact augmentant ainsi la température des faces de frottement. A partir de T_4 , on voit l'apparition d'une fuite importante, ce qui indique que les faces de frottement sont détériorées et n'assurent plus l'étanchéité.

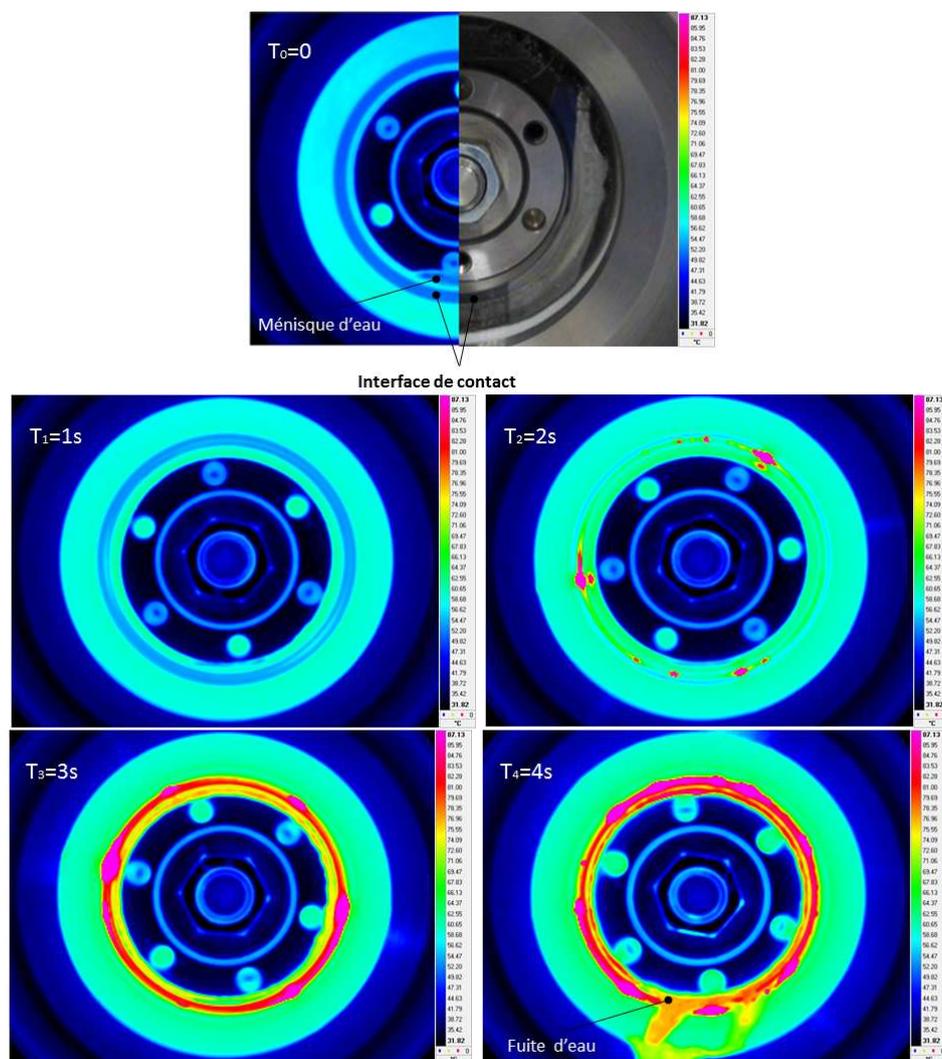


FIGURE 4.22 – Évolution de la température en fonction du temps

L'analyse des faces de frottement après le test (figure 4.23-a), a montré que celles-ci ont subi une usure extrêmement importante avec la formation de sillons très profonds et très larges. En outre, nous constatons sur les images prises avec un microscope (figure 4.23-b) un changement de couleur dans les zones usées, ce qui est sûrement dû à l'augmentation de la température engendrée par le contact qui peut entraîner une fusion localisée de l'acier inox. Le résultat de ce test est en accord avec nos calculs

numériques de la figure 3.6 du chapitre 3, qui ont indiqué que cette configuration ne pouvait pas créer une pression hydrodynamique suffisante pour séparer les faces de frottement.

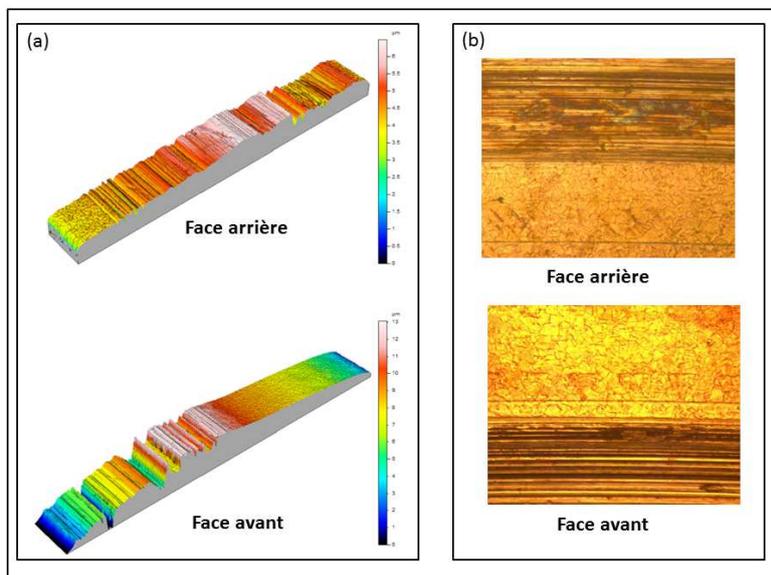


FIGURE 4.23 – État de surface des faces de frottement des configurations 7i-3e après le test

L'usure éminente qui s'est produite dans ce test est probablement due aux mauvaises propriétés de frottement connues de l'acier inoxydable qui a tendance à développer des forces adhésives pouvant conduire au grippage sous l'effet de sollicitations de frottement. Afin de remédier à ce problème, nous avons décidé, après concertation avec nos partenaires, de réaliser un revêtement *DLC* pour diminuer l'adhésion, augmenter de façon significative la tenue à l'usure et permettre ainsi à la garniture mécanique de franchir sans problèmes les phases critiques d'arrêt et de démarrage où les surfaces peuvent être en contact direct. Le revêtement *DLC* constitué d'une couche d'environ 2 μm d'épaisseur a été réalisé par l'un de nos partenaires industriels "IREIS".

4.6.2 Configuration 2i-2e et faces lisses

Après un revêtement *DLC* les garnitures mécaniques ont pu franchir sans problèmes les phases d'arrêt et de démarrage, ce qui nous a permis de réaliser la deuxième campagne d'essais avec les faces texturées 2i-2e et les faces lisses. Les résultats des tests sont présentés dans les paragraphes suivants.

Couple de frottement

La figure 4.24 présente l'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation pour une pression de 0,5 MPa et une température de 40°C. Chaque point des courbes présente la valeur moyenne mesurée sur l'ensemble des trois tests.

Tout d'abord, cette figure nous montre que le coefficient de frottement augmente avec la vitesse de rotation. Cependant, le couple de frottement obtenu avec la garniture texturée est beaucoup plus faible que celui mesuré pour la garniture lisse. En effet, on peut quantifier une réduction du couple de frottement d'environ 50 % par rapport à la garniture lisse. Cela montre l'apport positif des textures pour la génération de la pression hydrodynamique afin de séparer les faces de frottement et réduire ainsi les forces de frottement. En outre, avec la garniture texturée, le pourcentage de dispersion entre chaque valeur d'essais et la valeur moyenne est très faible et ne dépasse pas 3%, tandis qu'avec la garniture lisse, le pourcentage de dispersion est relativement important, pouvant atteindre 15% pour $\omega = 500\text{tr/min}$. Ceci peut être expliqué par le fait que la garniture texturée a un fonctionnement beaucoup plus stable dans un régime de lubrification hydrodynamique, tandis la garniture lisse fonctionne en régime de lubrification mixte pour lequel les variations de topographies dues à l'usure superficielle affectent le niveau de frottement.

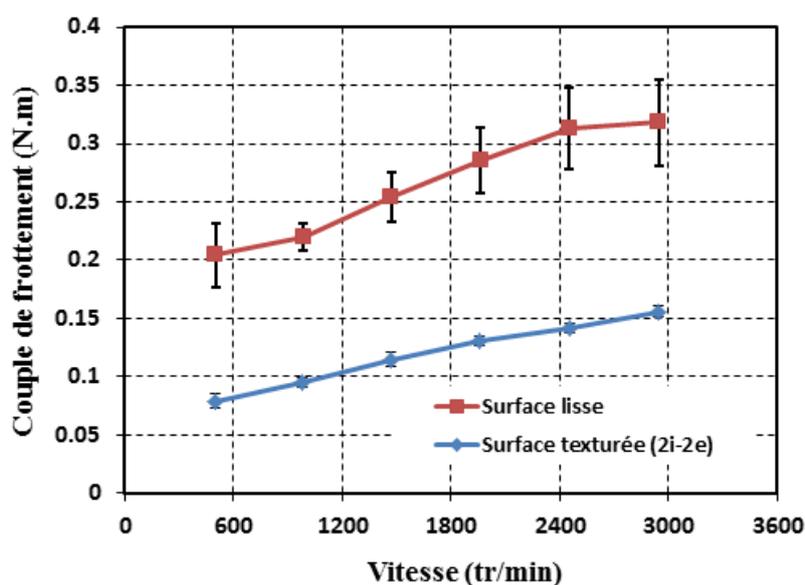


FIGURE 4.24 – Évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse pour la garniture texturée et lisse

La figure 4.25-a, présente l'état de surface des rotors après fonctionnement. Sur cette figure, on peut voir que les faces lisses présentent des rayures indiquant une usure due au frottement. Ces traces sont beaucoup plus marquées sur la face avant et sont localisées près du rayon intérieur du rotor. Cette localisation de l'usure près du rayon intérieur peut être expliquée par la formation d'un convergent entre le rotor et le stator du fait des déformations thermoélastiques.

En revanche, aucune marque d'usure n'a été remarquée sur les faces de frottement des rotors texturés (figure 4.25-b).

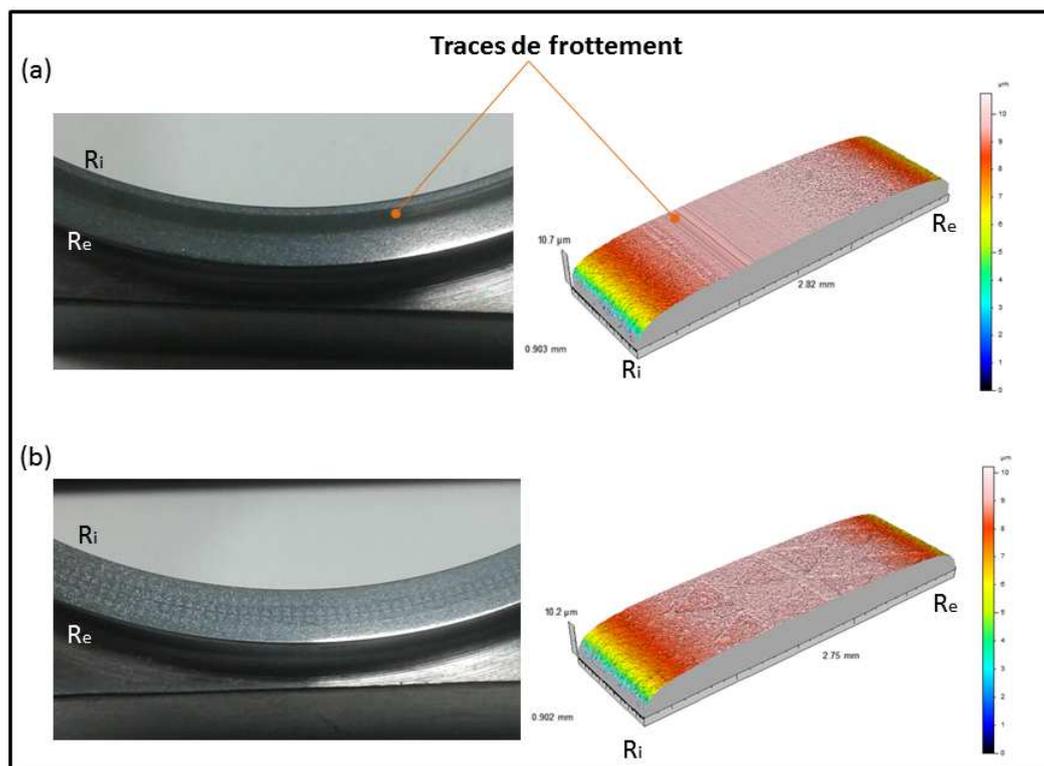


FIGURE 4.25 – Vue des faces de frottement après fonctionnement (a) faces lisses (b) faces texturées

Augmentation de la température

Pour évaluer la température engendrée par le frottement des faces de frottement, nous allons présenter l'augmentation de la température (ΔT) par rapport à la température de l'eau dans la cellule expérimentale. La figure 4.26 présente la distribution radiale de l'accroissement de température pour les différentes vitesses de rotation que nous avons utilisées lors des tests. Dans cette figure, les courbes lisses correspondent à l'augmentation de température mesurée sur les faces lisses, tandis que les courbes comportant des marqueurs triangulaires correspondent à l'augmentation de température observée avec le rotor texturé. Tout d'abord, l'allure générale des profils montre que la température est faible au rayon extérieur où la garniture mécanique est mieux refroidie. Puis, la température augmente progressivement jusqu'à atteindre une valeur maximale près du centre du contact. Enfin, la température diminue près de la sortie de l'écoulement. Cette allure est similaire pour tous les profils, mais son amplitude augmente avec la vitesse de rotation.

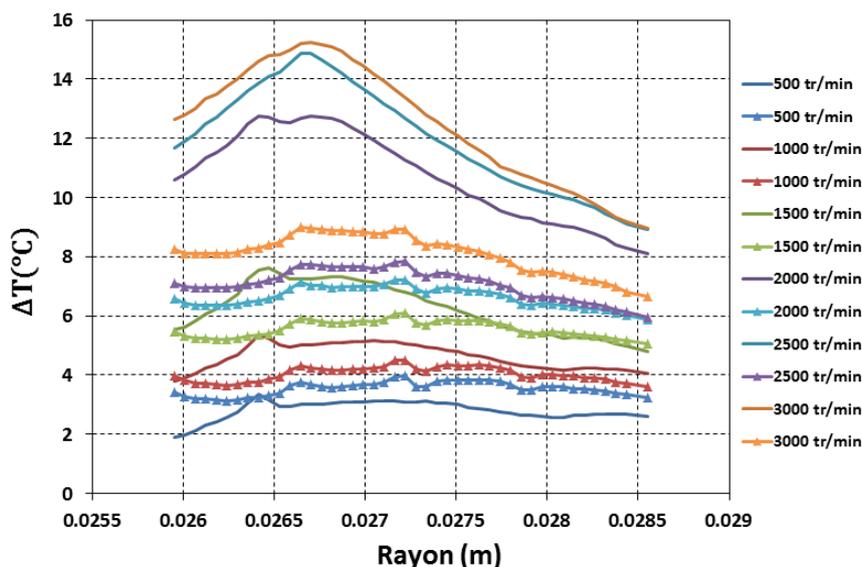


FIGURE 4.26 – Évolution radiale de l'augmentation de la température dans le film fluide

Par ailleurs, on voit que l'augmentation de la température est plus faible avec le rotor texturé qu'avec le rotor lisse. Le tableau 4.5 présente les pourcentages des écarts entre les valeurs moyennes de ΔT du rotor texturé et du rotor lisse, calculées sur chaque vitesse de rotation.

	$\Delta T_{moy}(\text{texturé})$ [°C]	$\Delta T_{moy}(\text{lisse})$ [°C]	%
500 tr/min	3,55	2,80	-26,58
1000 tr/min	4,04	4,64	12,86
1500 tr/min	5,56	6,27	11,18
2000 tr/min	6,64	10,77	38,34
2500 tr/min	7,10	12,04	41,03
3000 tr/min	8,13	12,57	35,33

TABLE 4.5 – Pourcentage de baisse de température engendrée par le rotor texturé par rapport au rotor lisse

Ce tableau montre que l'écart de température augmente logiquement avec la vitesse de rotation en raison de l'accroissement de la puissance dissipée. Avec le rotor texturé nous avons évalué une baisse de température par rapport au rotor lisse pour des vitesses de rotation de 1000 et 1500 tr/min de 12.86% et 11.18% , respectivement. Cette baisse de température devient plus significative à partir de 2000 tr/min, où elle peut atteindre 40 %.

4.6.3 Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

Dans cette section nous allons présenter les comparaisons entre les résultats numériques issus de notre modèle TEHD d'une part, et les résultats expérimentaux issus des d'essais menés avec le rotor tex-

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Rayon interne	R_i	m	0,02575
Rayon externe	R_e	m	0,02875
Pression interne	p_i	Pa	0
Pression externe	p_e	Pa	$5 \cdot 10^5$
Pression de cavitation	p_{cav}	Pa	$-0,1 \cdot 10^5$
vitesse de rotation	ω	tr/min	500-3000
Viscosité dynamique	μ	mPa.s	0,695
Coefficient d'équilibrage	B	1,23
Maillage microscopique	N_i	200×2000
Maillage macroscopique	N_e	20

TABLE 4.6 – Conditions de fonctionnement pour réaliser la comparaison numérique et expérimentale

turé, d'autre part. Cela nous permettra de vérifier la validité de notre modèle numérique. Les conditions de fonctionnement utilisés pour réaliser les simulations sont listés le tableau 4.6. Les conditions aux limites et les caractéristiques des matériaux (saphir, inox) sont similaires à celles que nous avons utilisées dans le chapitre précédent (tableau 3.2 et tableau 3.1). La profondeur de texturation utilisée durant les simulations est de 300 nm, tandis que nous avons considéré une courbure dont les amplitudes sont telles que $A_0 = 6 \mu\text{m}$ et $A_1 = 0,2 \mu\text{m}$ 3.11.

Comparaison des couples de frottement

La figure 4.27 présente l'évolution du couple de frottement, mesuré et calculé, en fonction de la vitesse de rotation pour la face texturée.

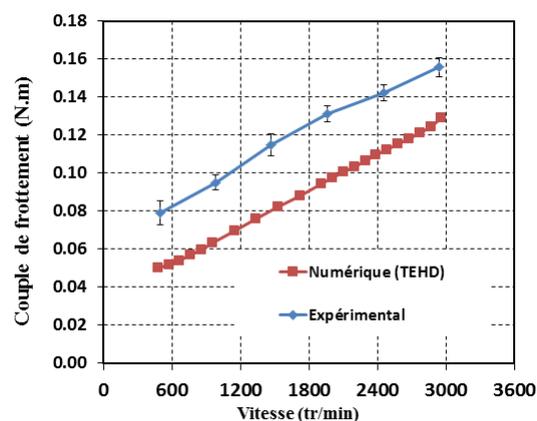


FIGURE 4.27 – Comparaison entre les couples de frottement obtenus numériquement et expérimentalement

On remarque que le couple de frottement prédit par le modèle TEHD suit la même tendance que celle du couple mesuré, les deux courbes restant quasiment parallèles quelle que soit la vitesse de rotation. Cependant, on peut constater que le modèle numérique sous estime la valeur du couple de frottement de 17 à 36% par rapport au couple de frottement mesuré.

L'écart observé entre les résultats du modèle numérique et les résultats expérimentaux peut provenir des incertitudes de mesures expérimentales et/ou des limites du modèle numérique. En effet, comme nous l'avons expliqué auparavant, le couple de frottement des garnitures mécaniques est calculé en soustrayant de la mesure enregistrée le couple à vide ainsi que le couple de barbotage. La détermination de ces deux couples peut engendrer une incertitude affectant la valeur finale du couple de frottement de la garniture mécanique. Par ailleurs, dans les simulations que nous avons réalisées, nous n'avons pas considéré l'effet de la rugosité, dont nous avons montré lors du chapitre 2 qu'elle avait une influence significative sur le coefficient de frottement, donc sur le couple de frottement. De plus, la courbure de la surface que nous avons utilisée dans les simulations n'a pas la forme exacte de celle des faces de frottement réelles. Enfin, certaines conditions aux limites comme les appuis unilatéraux du rotor et du stator ne constituent probablement pas une image fidèle de la réalité.

Comparaison de l'augmentation de température.

Dans ce paragraphe, nous allons comparer les profils radiaux de la température obtenus avec le modèle numérique et les essais expérimentaux.

Avant d'entamer cette analyse, nous avons présenté sur la figure 4.28 les quatre profils radiaux obtenus expérimentalement, que nous allons utiliser pour la comparaison avec les profils calculés.

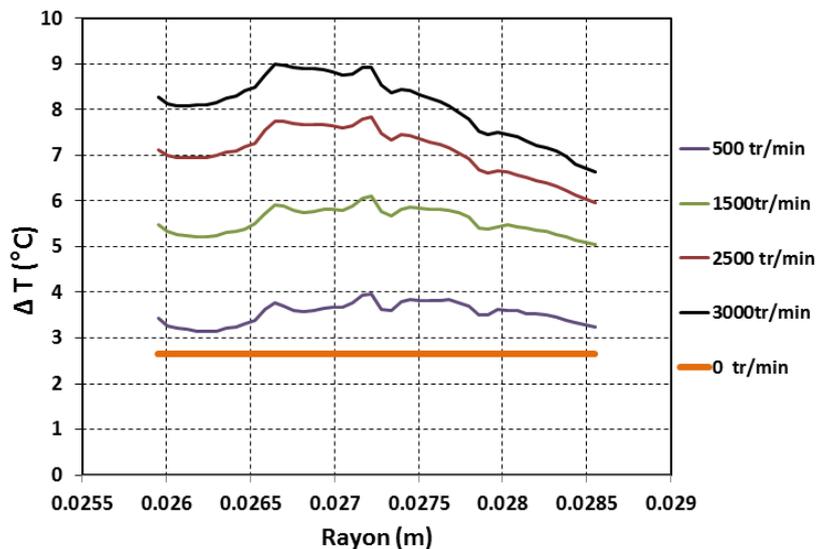


FIGURE 4.28 – Évolution radiale de la température expérimentalement

Sur cette figure, nous avons aussi présenté la valeur de l'augmentation de la température mesurée quand la vitesse de rotation est nulle (avant de démarrer les essais). Celle-ci correspond à la valeur moyenne calculée sur toute la zone rectangulaire d'un thermogramme. Théoriquement, pour une vitesse de rotation nulle, l'augmentation de la température dans l'interface de contact est aussi nulle, puisqu'il n'y a pas de dissipation d'énergie. Cependant, la mesure expérimentale nous a montré qu'à l'arrêt, l'augmentation de température, dans notre cas, est de 2,66°C. Ce décalage est donc visible sur toutes les mesures de température que nous avons effectués aux différentes valeurs de vitesses de rotation. Cet écart du zéro peut être expliqué par les erreurs que nous avons pu introduire lors de la résolution des équations radiométriques qui incluent plusieurs constantes physiques déterminées expérimentalement. Par ailleurs, des perturbations par réflexion de l'environnement que nous ne pouvons pas éliminer complètement, ont pu altérer aussi les mesures par thermographie avec la camera infrarouge. Pour la suite de cette étude, nous avons donc soustrait cette valeur de tous les profils expérimentaux de température.

La figure 4.29 présente l'évolution radiale de la température obtenue numériquement et expérimentalement pour les quatre vitesses de rotation que nous avons sélectionnées pour réaliser cette comparaison. Les courbes en trait discontinu correspondent aux profils radiaux de la température obtenus avec le modèle numérique, tandis que les courbes en trait continu représentent les profils radiaux de la température obtenus expérimentalement avec le rotor texturé.

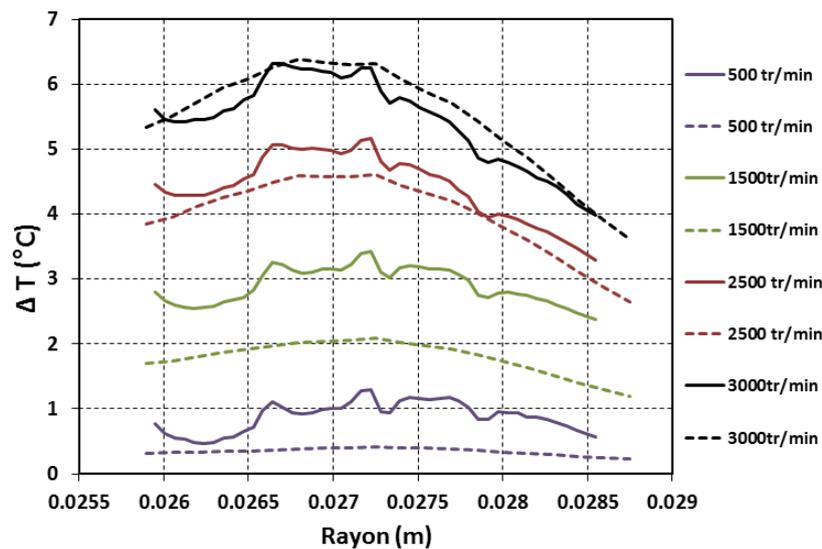


FIGURE 4.29 – Températures théorique et expérimentale obtenues avec la configuration 2i-2e

Le modèle numérique prédit des augmentations de température très proches des valeurs mesurées pour les vitesses de 2500 et 3000 tr/min. Pour les vitesses de rotation de 500 et 1500 tr/min les valeurs numériques sont sous-estimées par rapport aux résultats expérimentaux, mais avec un décalage qui est tout de même faible (environ 1 °C). D'autre part, on peut remarquer que les profils de température obtenus numériquement ont une allure similaire à celle des profils mesurés, notamment pour les vitesses de

rotation de 2500 et 3000 tr/min, avec un maximum de température près du rayon $r=0,027$ m.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude expérimentale menée sur le banc d'essais pour garnitures mécaniques dont nous avons modifié la cellule expérimentale afin de permettre des mesures de température par thermographie infrarouge. Tout d'abord, le dispositif expérimental que nous avons utilisé pour réaliser cette étude a été décrit. La technique de mesure par thermographie infrarouge a ensuite été présentée en détail. Un premier test a tout d'abord été réalisé avec la configuration 7i-3e en inox carburé non-revêtu. Comme cela avait été prédit par l'étude théorique (chapitre 3) ce test a été un échec et a conduit à la ruine des garnitures mécaniques. L'apparition rapide de grippage observée lors de ce test nous a conduit à recourir à un revêtement *DLC* pour la suite des essais. Le fonctionnement de deux garnitures mécaniques (texturée et lisse) a ensuite été étudié en faisant varier la vitesse de rotation, tandis que la pression et la température de l'eau ont été maintenues constantes dans la cellule expérimentale.

Les résultats expérimentaux ont montré que la garniture mécanique ayant une texture 2i-2e permet non seulement de réduire le couple de frottement d'environ 50 % par rapport à une garniture mécanique ayant des faces lisses (sans texture) mais aussi de diminuer significativement la température dans l'interface de contact. Cette diminution de température peut atteindre 40 % pour les plus grandes valeurs de vitesse de rotation utilisées durant les essais.

Enfin, une comparaison des résultats expérimentaux et numériques a été réalisée pour la garniture texturée avec la configuration 2i-2e. Les résultats issus de cette comparaison ont permis de valider le modèle numérique. En effet, l'ensemble des tendances observées expérimentalement ont été reproduites par le modèle numérique. Cependant, de faibles écarts (0,03 N.m pour le couple de frottement et 1°C pour la température) par rapport aux résultats mesurés ont été observés. Nous pensons que ces écarts pourraient certainement être réduits en apportant des améliorations sur les techniques de mesure ainsi que sur le modèle numérique.

5 Conclusions et perspectives

La texturation de surfaces dans les contacts secs ou lubrifiés est une méthode qui jouit aujourd'hui encore d'un intérêt certain de la part de nombreux scientifiques et industriels. Bien que l'apport positif des surfaces texturées sur les performances des contacts ait été démontré depuis les années 1960, le véritable intérêt pour cette méthode a commencé dans les années 1990 suite au développement des techniques de texturation de surfaces. Dans cette optique, le projet MicroGaMe a réuni les compétences de plusieurs chercheurs et industriels afin de développer une méthode de texturation de surfaces moins onéreuse, facile à appliquer et améliorant les performances d'une garniture mécanique ayant des faces de frottement en acier. Le but de ce projet est donc d'aboutir à un composant fiable, économique et écologique. Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse est de contribuer, par une étude théorique et expérimentale, à la compréhension des différents phénomènes physiques intervenant à l'interface de contact des garnitures mécaniques texturées. Par ailleurs, la finalité de ce travail est de proposer une géométrie de texture (forme, dimensions, espacement, taux de couverture) qui pourra améliorer les performances tribologiques d'une garniture mécanique.

Afin de bien appréhender les aspects du fonctionnement d'une surface texturée en lubrification, le premier chapitre a été consacré à une étude bibliographique. Premièrement, cette étude nous a montré la position importante qu'occupe aujourd'hui la texturation de surfaces dans les contacts lubrifiés. Deuxièmement, un bilan des différentes études théoriques et expérimentales publiées au sujet de la lubrification en présence de texture a été effectué.

Les études théoriques montrent que l'efficacité des textures est attribuée à leur capacité à augmenter la pression hydrodynamique dans le contact. Cette augmentation de la pression a pour conséquence d'augmenter l'épaisseur du film et donc de diminuer les forces de contact entre les aspérités. Le phénomène de cavitation est souvent considéré comme le mécanisme responsable de l'augmentation de la pression hydrodynamique. Cependant, ce mécanisme est dans beaucoup d'études mal représenté en utilisant des modèles de cavitation rudimentaires (non-conservatifs), ce qui conduit à des résultats imprécis. En effet, l'une des conditions essentielles pour une meilleure représentation du phénomène de cavitation est l'utilisation d'un algorithme conservatif du fait de sa capacité à détecter aussi bien les zones de rupture que de reformation du film fluide. Un autre effet positif de la texture réside dans sa capacité à contrôler l'écoulement du lubrifiant à l'interface de contact. Cette propriété est généralement rencontrée avec des motifs de texture asymétriques ou anguleux (triangle, chevron, ellipse, etc). Ce mécanisme est très intéressant pour les applications telles que les garnitures mécaniques ou les joints à lèvres, qui

doivent assurer une étanchéité lors de leur fonctionnement. Par ailleurs, le bilan des études théoriques montre que peu de travaux se sont intéressés aux effets thermiques, aux déformations élastiques et aux rugosités en présence de surfaces texturées.

Les études expérimentales nous ont offert un aperçu général sur les effets induits par la texture dans les différents régimes de lubrification. Globalement, la texturation permet d'activer trois mécanismes bénéfiques. Le premier est lié à la capacité des textures à emprisonner les débris qui résultent de l'usure. Le second consiste à assister la lubrification du contact en l'alimentant avec le fluide qui se trouve piégé dans les cavités lors des phases transitoires de démarrage et d'arrêt. Enfin, les textures agissent comme des micro-paliers hydrodynamiques pour augmenter localement la pression dans le film fluide.

Cette étude bibliographique nous a montré aussi qu'un effort considérable, tant en numérique qu'en expérimental, a été effectué sur l'étude de la géométrie des textures afin d'améliorer les propriétés de lubrification des films minces. Les études sont unanimes sur le fait que la clé de la texturation de surface réside dans la définition des caractéristiques géométriques telles que la forme, la densité, la profondeur et la largeur des motifs de texture. Cependant, les configurations géométriques proposées dans la littérature sont très dispersées et varient selon les conditions de fonctionnement et les propriétés du lubrifiant. Il est alors très difficile ou quasiment impossible de généraliser les résultats de ces études. C'est pourquoi la réalisation d'une analyse théorique est indispensable pour notre projet.

Une étude numérique a ensuite été réalisée, dans le cas de deux surfaces parallèles en régime isotherme, à l'aide d'un modèle théorique basé sur l'équation de Reynolds couplée avec un algorithme de cavitation conservatif. En utilisant ce modèle, une étude paramétrique détaillée de l'influence des différents paramètres géométriques de texture a été effectuée afin de définir une configuration qui permet de réduire à la fois le frottement et la fuite d'une garniture mécanique. En tenant compte des contraintes imposées par le projet, les résultats issus de cette étude nous ont montré que cette configuration correspond à des triangles disposés symétriquement par rapport à leur bases avec une distribution 7i-3e (7 motifs au rayon interne et 3 motifs au rayon externe) incluant une zone radiale non texturée près de chaque bord. En effet, parmi toutes les formes de textures que nous avons testés, seul les motifs triangulaires placés symétriquement par rapport à leur bases ont montré une capacité substantielle pour augmenter la pression hydrodynamique et réduire le débit de fuite dans le contact. Ces résultats positifs sont attribués à l'effet collectif que peuvent créer les motifs triangulaires. Une densité locale de 0,3 donne les meilleures performances tandis qu'une profondeur de 0,2 μm s'est montrée mieux adaptée pour réduire le coefficient de frottement sur toute la plage de vitesse que nous avons analysée durant cette étude. Le fonctionnement de cette configuration a été ensuite évalué en tenant compte des différents défauts de forme que nous avons observés lors d'une analyse métrologique d'échantillons réalisés par nos partenaires de l'Institut Jean Lamour. Les résultats nous ont indiqué que l'amplitude de certains défauts peuvent altérer l'effet positif des textures, ce qui montre que le contrôle de l'aspect géométrique des textures réalisées est primordial. En régime de lubrification mixte, les simulations réalisées ont montré que la texturation sur des surfaces rugueuses permet de réduire les forces de frottement d'environ 45 % et permet d'atteindre rapidement un régime de lubrification hydrodynamique.

Une deuxième étude numérique a été entreprise en apportant des améliorations au modèle théorique

afin de prendre en compte les interactions fluide-solides. En utilisant ce modèle numérique qui tient compte des sollicitations thermiques et du chargement mécanique, nous avons analysé le comportement de la garniture texturée. Tout d'abord, une analyse de la configuration 7i-3e avec ce modèle nous a montré que sous les effets thermoélastiques, cette configuration était incapable de générer une pression hydrodynamique suffisante pour équilibrer la force de fermeture sur toute la plage de vitesse de rotation testée. Ceci est dû aux sollicitations thermoélastiques qui engendrent des déformations qui peuvent atteindre des amplitudes supérieures à l'épaisseur du film, affectant ainsi l'effet collectif des textures et la génération de pression. Ce résultat nous a amené à choisir une nouvelle taille des motifs triangulaires plus adaptée au problème. Parmi les trois tailles que nous avons analysées, les triangles ayant la plus grande dimension se sont révélés les plus efficaces pour générer de la pression hydrodynamique à un niveau permettant d'équilibrer la force de fermeture. La nouvelle configuration, désignée par 2i-2e (2 motifs au rayon interne et 2 motifs au rayon externe), contient des motifs d'une taille de 450 μm ayant une profondeur de 0,5 μm et couvrant 21 % de l'interface de contact. En raison de la courbure initiale des faces, il a été montré qu'une réduction de l'espace central entre les triangles est préférable pour garantir une meilleure efficacité des triangles dans la génération de pression.

Après avoir déterminé la géométrie des motifs de texture, une étude expérimentale a été réalisée afin de tester une garniture mécanique texturée et de la comparer à une garniture conventionnelle non texturée. Le banc d'essais utilisé comporte une cellule expérimentale à laquelle nous avons apporté des modifications afin de permettre des mesures de thermographie avec une caméra infrarouge à travers un hublot en saphir. La texturation de surface a été réalisée par nos partenaires sur des garnitures en acier inoxydable par une méthode de gravure ionique suivie d'un traitement de carburation.

Le premier test a été réalisé avec la configuration 7i-3e avec une pression de 1 MPa et une vitesse de rotation de 2000 tr/min. Ce test nous a montré que cette configuration ne peut pas créer un film fluide dans l'interface et conduit à un contact permanent des faces, ce qui a entraîné le grippage de l'acier sur le disque en saphir. Pour résoudre ce problème, il a été décidé d'ajouter un revêtement *DLC* sur toutes les faces des garnitures mécaniques afin d'éviter le grippage de l'inox.

Dans la deuxième campagne d'essais nous avons testé la configuration texturée 2i-2e ainsi qu'une garniture à faces lisses. Durant les tests, nous avons fait varier la vitesse de rotation entre 500 et 3000 tr/min, tandis que la pression et la température de l'eau dans la cellule expérimentale ont été maintenues constantes à 0,5 MPa et 40°C, respectivement.

Les résultats expérimentaux ont montré qu'avec la garniture texturée, le couple de frottement est réduit d'environ 50 % par rapport à une garniture mécanique non texturée. En outre, les relevés de température avec la caméra infrarouge ont indiqué que la température interfaciale de la garniture texturée est moins élevée que celle observée avec la garniture non texturée. La réduction de température peut atteindre 40% pour les plus grandes valeurs de vitesse de rotation que nous avons utilisées durant les essais.

Ensuite, les mesures expérimentales obtenues avec la garniture texturée ont été comparées aux résultats numériques afin de valider le modèle numérique. La comparaison nous a montré que le modèle numérique prédit bien l'évolution du couple de frottement avec cependant une sous-estimation constante

de 0,03 N.m sur toute la plage de vitesse de rotation. En revanche, les distributions de température mesurées ont été correctement reproduites par le modèle numérique.

Ce travail nous montre que la texturation de surface est une solution très prometteuse qui permet d'améliorer le comportement des garnitures mécaniques. Au cours cette étude, nous avons réussi à combiner une approche théorique et expérimentale, afin de proposer une géométrie de texture originale qui a apporté une valeur ajoutée aux performances d'une garniture mécanique et permet de répondre aux objectifs du projet. Cependant, ce travail n'est pas terminé et ouvre un certain nombre de perspectives.

Du point de vue expérimental, l'une des perspectives intéressante pour la continuité de ce travail consiste à réaliser des tests sur une gamme de vitesse et de pression plus étendue. En outre, il serait important de comparer expérimentalement le comportement de garnitures mécaniques texturées avec les cavités triangulaires proposées dans ce travail avec celui de garnitures équipées de textures ayant d'autres formes de motifs usuellement utilisées dans la littérature.

Il serait souhaitable de visualiser expérimentalement les zones de cavitation (rupture du film) dans l'interface de contact et comparer leur étendue à celle obtenue par simulation. Mesurer l'épaisseur du film par interférométrie serait aussi un objectif très intéressant. Enfin, des tests avec une garniture mécanique équipée de son stator réel sont indispensables pour la validation de nos résultats expérimentaux et des objectifs du projets.

Du point de vue théorique, il serait intéressant d'améliorer l'étude théorique avec le modèle TEHD en prenant en compte la rugosité de surface, afin d'analyser la lubrification mixte à basses vitesses. Il serait aussi intéressant de réaliser une nouvelle étude théorique sur l'influence des défauts de formes en utilisant le modèle TEHD, afin de définir des tolérances géométriques sur les textures qui permettent d'assurer un niveau de performance acceptable.

Bibliographie

- [1] D. Hamilton, J. Walowit, C. Allen, A theory of lubrication by microirregularities, *Journal of Basic Engineering* 88 (1966) 177–185.
- [2] J. Anno, J. Walowit, C. Allen, Microasperity lubrication, *Journal of Basic Engineering, Series F* (1968) 351–355.
- [3] J. Anno, J. Walowit, C. Allen, Load support and leakage from microasperity lubricated face seal, *ASME, Journal of Basic Engineering, Series F* (1969) 726–731.
- [4] U. Pettersson, S. Jacobsson, Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts, *Tribology International* 36 (2003) 857–864.
- [5] M. Wakuda, Y. Yamauchi, S. Kanzaki, Y. Yasuda, Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact, *Wear* 254 (2003) 356–363.
- [6] H. Warren, L. Stephens, Effect of shaft microcavity patterns for flow and friction control on radial lip seal performance—a feasibility study 52 (2009) 731–743.
- [7] P. Hadinata, L. Stephens, Soft elastohydrodynamic analysis of radial lip seals with deterministic microasperities on the shaft, *Journal of Tribology* 129 (2007) 851–9.
- [8] M. Suh, Y. Chae, S. Kim, T. Hinoki, A. Kohyama, Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction, *Tribology International* 43 (2010) 1508–1517.
- [9] T. Nanbu, N. Ren, Y. Yasuda, D. Zhu, Q. Wang, Micro textures in concentrated conformal-contact lubrication : Effects of texture bottom shape and surface relative motion, *Tribology Letters* 29 (2008) 241–252.
- [10] D. Q. Yan, N. Li, H. X. Wang, Significance of dimple parameters on the friction of sliding surfaces investigated by orthogonal experiments, *Tribology transactions* 53 (2010) 703–712.
- [11] C. Ma, H. Zhu, An optimum design model for textured surface with elliptical-shape dimples under hydrodynamic lubrication, *Tribology International* 44 (2011) 987–995.

- [12] H. Yu, X. Wang, F. Zhou, Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces, *Tribology Letters* 37 (2010) 123–30.
- [13] X. Meng, S. Bai, X. Peng, Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid lubricated mechanical seals, *Tribology International* 77 (2014) 132–141.
- [14] A. Ronen, I. Etsion, Y. Kligerman, Friction-reducing surface texturing in reciprocating automotive components, *Tribology Transactions* 44(3) (2001) 359–366.
- [15] C. Shen, M. Khonsari, Effect of dimple's internal structure on hydrodynamic lubrication, *Tribology Letters* 52 (2013) 415–430.
- [16] I. Etsion, L. Burstein, A model for mechanical seals with regular microsurface structure,, *Tribology Transactions* 39 (1996) 677 – 683.
- [17] M. Dobrica, M. Fillon, M. Pascovici, T. Cicone, Optimizing surface texture for hydrodynamic lubricated contacts using a mass-conserving numerical approach, *Proc. IMechE Part J : J. Engineering Tribology* 224 (2010) 737–750.
- [18] V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion, A laser surface textured parallel thrust bearing, *Tribology Transactions* 46(3) (2003) 397–403.
- [19] A. Gherca, P. Maspeyrot, M. Hajjam, A. Fatu, Influence of texture geometry on the hydrodynamic performances of parallel bearings, *Tribology Transactions* 56 (2013) 321–332.
- [20] N. Brunetière, Les garnitures mécaniques : Etude théorique et expérimentale, Ph.D. thesis, Université de Poitiers (2010).
- [21] T. Astene, 20 minutes with dr. izhak etsion. this stle life member discusses the future of laser surface texturing in real-world tribological applications, *Tribology & Lubrication Technology* 10 (2010) 17–20.
- [22] G. Herin, Sur les principaux phénomènes que présentes les frottements médiats, et sur les diverses méthodes employées au graissage des machines, *Bulletin de la société industrielle de mulleuse* 26 (1854) 188–277.
- [23] B. Tower, First report on friction experiments, *Proc. IMechE* 34 (1883) 632–659.
- [24] O. Reynolds, On the theory oflubrication and its application on m. beauchamp tower experiments, *Phil. Tans. Royal Society* A177 (1886) 157–234.
- [25] A. Sommerfeld, Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittelreibung, *Z. Math. Phys* 50 (1904) 97–155.
- [26] L. Gumbel, Vergleich der ergebnisse der rechnerischen behandlung des lagerschmierungsproblem mit neuren versuchsergebnissen, *Montsblatter d. Berlin, Bezirks D.DI* (1921) 125–8.

- [27] H. Swift, The stability of lubricating film journal bearings, *Proc. Inst. Of Civil Eng.*, 23 (1932) 267–322.
- [28] W. Steiber, *Das schwimmlager hydrodynamische theorie des geihagers*, V.D.I Verlag, Berlin.
- [29] D. G. Christopherson, A new mathematical method for the solution of film lubrication problems, *Inst. Mech. Engrs. J. Proc*, 146 (1941) 126–135.
- [30] A. Fogg, Fluid film lubrication of parallel thrust surfaces, *Minutes of Proceedings of the applied Mechanics Group* (1944) 49–67.
- [31] H. Swift, Fluid film lubrication of parallel thrust surfaces, discussions on the paper of fogg, *A. Proc, Instn, Mech, Engrs* 155 (1946) 64–65.
- [32] J. Moores, M. Marsh, The effects of eccentricity and flatness of the sealing face of a carbon mechanical-contact face seal, in : *Proc.of 1st ICFS,BHRA*, Paper H1,pp.1-9, 1966.
- [33] A. Nahavandi, F. Osterle, The effect of vibration on the load-carrying capacity of parallel surface thrust bearings, *Am. Sot. Mech. Engrs Paper* 60-LUBS-3.
- [34] M. E. Salama, Effect of macro-roughness on the performance of parallel thrust bearings, *Proc. I. Mech. Engr* 163 (1950) 149–161.
- [35] J. Benyus, *Biomimicry : Innovation Inspired by Nature*, HarperCollins Publishers Inc, 2002.
- [36] D. Zhang, Y. Luo, X. LI, H. Chen, Numerical simulation and experimental study of drag-reducing surface of a real shark skin, *Journal of Hydrodynamics* 2 (2011) 204–211.
- [37] B. Bhushan, *Biomimetics : lessons from nature-an overview*, *Philophysical Transactions* 367 (2009) 1445–1486.
- [38] K. Liu, L. Jiang, *Bio-inspired design of multiscale structures for function integration*, *Nano Today* 6 (2011) 155–175.
- [39] R. A. Singh, E. Yoon, *Biomemitic in tribology-recent developments*, *Journal of the Korean physical society* 52 (2008) 656–668.
- [40] I. Etsion, G. Halperin, Y. Greenberg, Increasing mechanical seal life with laser textured seal faces, in : *Proc. 15th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHR Group, Maastricht*, pp. 3-11, 1997.
- [41] I. Etsion, G. Halperin, V. Brizmer, Y. Kligerman, Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings, *Tribology Letters* 17 (2004) 295–300.
- [42] I. Etsion, Y. Kligerman, G. Halperin, Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces, *Tribology Transactions* 42 (1999) 511–516.

- [43] R. Ausas, G. Buscaglia, J. Leiva, M. Jai, G. Bayada, P. Ragot, The impact of cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings, *Mecanica Computacional* 25 (2006) 1247–1258.
- [44] H. Elrod, A cavitation algorithm, *Journal of Lubrication Technology* 103 (1981) 350–354.
- [45] Y. Qiu, M. Khonsari, On the prediction of cavitation in dimples using a mass conservative algorithm, *ASME Journal of Tribology* 131 (2009) 041702–11.
- [46] I. Etsion, Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing, *Tribology letters* 17 (2004) 733–737.
- [47] S. Tzeng, E. Saibel, On the effect of surface roughness in hydrodynamic lubrication theory of a short journal bearing lubrication, *Wear* 10 (1966) 179–184.
- [48] S. Tzeng, E. Saibel, Surface roughness effect on slider bearing lubrication, *ASLE Trans* 10 (1967) 334–338.
- [49] C. Minet, N. Brunetière, B. Tournier, A deterministic mixed lubrication model for mechanical seals, *ASME Journal of Tribology* 133 (2011) 042203–11.
- [50] Y. Qiu, M. Khonsari, Performance analysis of full-film textured surfaces with consideration of roughness effects, *ASME Journal of Tribology* 133 (2011) 021–704.
- [51] N. Patir, H. Cheng, An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME* 100 (1978) 12–18.
- [52] N. Brunetière, B. Tournier, Numerical analysis of a surface-textured mechanical seal operating in mixed lubrication regime, *Tribology International* 49 (2012) 80–89.
- [53] N. Naduvinamani, A. Siddangouda, Effect of surface roughness on the hydrodynamic lubrication of porous step-slider bearings with couple stress fluids, *Tribology International* 40 (2007) 780–793.
- [54] Y. L. Xie, Y. J., e. a. Suo, S.F., A mass-conservative average flow model based on finite element method for complex textured surfaces, *Sci China- Phys Mech Astron* 56 (2013) 1909–1919.
- [55] N. Brunetière, B. Tournier, J. Frêne, Tehd lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode part 1 numerical model and experiments, *Journal of Tribology* 125 (2003) 608–616.
- [56] N. Brunetière, B. Tournier, J. Frêne, Tehd lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode. part 2 : Parametric study, *Journal of Tribology* 125 (2003) 617–627.

- [57] N. Freund, A. K. Tieu, A thermo-elasto-hydrodynamic study of journal bearing with controlled deflection, *Trans ASME J Tribol* 115 (1993) 550–556.
- [58] A. Djamai, N. Brunetière, B. Tournier, Numerical modeling of thermohydrodynamic mechanical face seals, *Tribology Transaction* 53 (2010) 415–425.
- [59] W. Li, L. Stephens, Modeling issues associated with a lip seal operating on a textured shaft, in : *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Glasgow, UK, 2010.
- [60] Y. Kligerman, A. Shinkarenko, The effect of tapered edges on lubrication regimes in surface-textured elastomer seals, *Tribology International* 44 (2011) 2059–2066.
- [61] A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion, The effect of elastomer surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication, *Tribology Letters* 36(2) (2009) 95–104.
- [62] A. Charitopoulos, D. Fouflias, C. Papadopoulos, L. Kaiktsis, , M. Fillon, Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing : effects on mechanical deformations, *Mechanics & Industry* 15 (2014) 403–411.
- [63] Y. Henry, Analyse expérimentale de l'effet de la texturation des patins sur le comportement des butées hydrodynamiques à géométrie fixe, Ph.D. thesis, Université de Poitiers (2013).
- [64] I. Etsion, State of the art in laser surface texturing, *Transaction of the ASME* 127 (2005) 248–253.
- [65] A. Cross, F. Sadeghi, L. Cao, R. Rateick, S. Rowan, Flow visualization in a pocketed thrust washer, *Tribology Transaction* 55 (2012) 571–581.
- [66] J. Tichy, S. Chen, Plain slider bearing load due to fluid inertia-experiment and theory, *Journal of Tribology* 107(1) (1985) 32–38.
- [67] M. Arghir, N. Roucou, M. Helene, J. Frene, Theoretical analysis of the incompressible laminar flow in a macro-roughness cell, *Journal of Tribology* 125 (2003) 309–318.
- [68] F. Sahlin, S. Glavatskih, T. Almqvist, R. Larsson, Two-dimensional cfd-analysis of micro-patterned surfaces in hydrodynamic lubrication, *Journal of Tribology* 127(1) (2005) 96–102.
- [69] A. Kraker, R. Ostayen, A. Beek, D. Rixen, A multiscale method modeling surface texture effects, *Journal of Tribology* 129 (2007) 221–230.
- [70] Y. Feldman, Y. Kligerman, I. Etsion, S. Haber, The validity of the reynolds equation in modeling hydrostatic effects in gas lubricated textured parallel surfaces, *Journal of Tribology* 128 (2006) 345–350.
- [71] M. Dobrica, M. Fillon, About the validity of reynolds equation and inertia effects in textured sliders of infinite width, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology* 223(1) (2009) 69–78.

- [72] H. Heshmat, The mechanism of cavitation in hydrodynamic lubrication, *Tribology Transactions* 34 (1991) 177–186.
- [73] L. San Andrés, L. Tao, S. Diaz, K. Rajagopal, Analysis of squeeze film dampers operating with bubbly lubricants, *Journal of Tribology* 122 (2000) 205–210.
- [74] T. Andrew, S. Farshid, C. Lijun, G. Richard, J. Ratieick, R. Scott, Flow visualization in a pocketed thrust washer, *Tribology Transaction* 55 (2012) 571–581.
- [75] B. Jakobsson, L. Floberg, The finite journal bearing considering vaporization, *Transactions of Chalmers University of Technology* 190 (1957) 1–116.
- [76] K. Olsson, Cavitation in dynamically loaded bearing, *Transactions of Chalmers University of Technology, Gunthenberg* 308 (1965) 1–60.
- [77] D. Vijayaraghavan, T. Keith, Development and evaluation of a cavitation algorithm, *Tribology Transactions* 2 (1989) 225–233.
- [78] P. Payvar, R. Salant, A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal, *Journal of Tribology* 114 (1992) 199–204.
- [79] D. Bonneau, D. Hajjam, Modélisation de la rupture et de la reformation des film lubrifiants dans les contacts elasto-hydrodynamiques, *European Journal of Computational Mechanics (Revue Européenne des Éléments Finis)* 10 (2001) 679–704.
- [80] Y. Kligerman, I. Etsion, Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal, *Tribology Transactions* 44(3) (2004) 472–478.
- [81] R. Siripuram, L. Stephens, Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication, *Journal of Tribology* 126 (2004) 527–534.
- [82] A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion, The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication, in : *International Conference on Tribology, Parma, Italy, 2006*.
- [83] N. Ren, T. Nanbu, Y. Yasuda, D. Zhu, Q. Wang, Micro textures in concentrated-conformal-contact lubrication : Effect of distribution patterns, *Tribology Letters* 28 (2007) 275–285.
- [84] X. Wang, S. Hsu, An integrated surface technology for friction control : a new paradigm effects of geometric shapes on friction, in the *4th China International Symposium on Tribology, Xi'an (2004)* 12–20.
- [85] M. Qiu, A. Delic, B. Raeymaekers, The effect of texture shape on the load-carrying capacity of gas-lubricated parallel slider bearings, *Tribology Letters* 48 (2012) 315–327.
- [86] J. Bo, The stribeck memorial lecture, *Tribology International* 36 (2003) 781–789.
- [87] H. Tian, N. Saka, N. Suh, Boundary lubrication of undulated metal surfaces at elevated temperatures, *Tribology Transactions* 32(3) (1989) 289–296.

- [88] G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion, Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components, *Tribology Transactions* 45(4) (2002) 449–449.
- [89] U. Pettersson, S. Jacobson, Friction and wear properties of micro textured dlc coated surfaces in boundary lubricated sliding, *Tribology Letters* 17 (2004) 553–559.
- [90] A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, Friction and wear behavior of laser textured surface under lubricated initial point contact, *Wear* (2011) 1719–1725.
- [91] P. Andersson, Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces, *Wear* 262 (2007) 369–379.
- [92] K. Gahr, R. Wahl, K. Wauthier, Experimental study of the effect of microtexturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs, *Wear* 267 (2009) 1241–1251.
- [93] L. Vilhena, M. Sedlacek, B. Podgornik, J. Vizintin, A. Babnik, J. Mozina, Surface texturing by pulsed nd :yag laser, *Tribology International* 42 (2009) 1496–1504.
- [94] W. Koszela, A. Dzierwa, L. Galda, P. Pwalus, Experimental investigation of oil pockets on abrasive wear resistance, *Tribology International* 46 (2012) 145–153.
- [95] Y. Akamatsu, N. Tsushima, T. Gato, K. Hibi, Influence of surface roughness skewness on rolling contact fatigue life, *Tribology Transactions* 35 (1992) 745–750.
- [96] X. Zhai, L. Chang, M. R. Hoepflich, H. P. Nixon, On mechanisms of fatigue life enhancement by surface dents in heavily loaded rolling line contacts, *Tribology Transactions* 40 (1997) 708–714.
- [97] X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa, The effect of laser texturing of sic surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed, *Tribology International* 34 (2001) 703–711.
- [98] X. Wang, K. Kato, K. Adachi, The lubrication effect of micro-pits on parallel sliding faces sic in water, *Tribology Transactions* 45 (2002) 294–301.
- [99] Y. Uehara, M. Wakuda, Y. Yamauchi, S. Kanzaki, S. Sakaguchi, Tribological properties of dimpled silicon nitride under oil lubrication, *Journal of the European Ceramic Society* 24 (2004) 369–373.
- [100] I. Krupka, M. Hartl, The effect of surface texturing on thin ehd lubrication films, *Tribology International* 40 (2007) 1100–1110.
- [101] L. Galda, P. Pawlus, J. Sep, Dimple shape and distribution effect on characteristics of stribek curve, *Tribology International* 42 (2009) 1505–1512.
- [102] A. Ramesh, W. Akram, S. Mishra, A. Cannon, A. Polycarpou, W. King, Friction characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication, *Tribology International* 57 (2013) 170–176.

- [103] F. Ali, M. Kaneta, I. Krupka, M. Hartl, Experimental and numerical investigation on the behavior of transverse limited micro-grooves in ehl point contact, *Tribology International* 84 (2015) 81–89.
- [104] I. Etsion, G. Halperin, A laser surface textured hydrostatic mechanical seal, *Tribology Transaction* 45(3) (2002) 430–434.
- [105] X. Yu, S. He, R. Cai, Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal face, *Journal of materials Processing Technology* 129 (2002) 463–466.
- [106] X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa, Loads carrying capacity map for surface texture design of sic thrust bearing sliding in water, *Tribology International* 36 (2003) 189–197.
- [107] L. Stephens, R. Siripuram, M. Hayden, B. Mc Cartt, Deterministic micro asperities on bearings and seals using a modified liga process, *Journal of Engineering for gas Turbines and Power* 126 (2004) 147–154.
- [108] H. Costa, I. Hutchings, Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions, *Tribology International* 40 (2007) 1277– 1238.
- [109] X. Jia, S. Jung, W. Haas, R. Salant, X. Jia, S. Jung, W. Haas, R. Salant, Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by laser structured shafts with rotary lip seals, *Tribology International* 44 (2011) 651–659.
- [110] Y. Xie, Y. Li, Y. e. a. Wang, An experimental investigation of tribological performance of triangular textures in water lubrication regime, *China-Phys Mech Astron* 57 (2014) 273–279.
- [111] A. Bruzzone, H. Costa, P. Lonardo, D. Lucca, Advances in engineered surfaces for functional performance, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 57 (2008) 750–769.
- [112] D. Colbas, A. Fatu, A. Maoui, Manufacturing textured surfaces state of art and recent developments, *Journal of Engineering Tribology* Doi :10.1177/135065011452242.
- [113] M. Geissler, Y. Xia, Patterning : Principles and some new developments, *Adv Mater* 16 (2004) 1249–1269.
- [114] M. Nakano, R. Korenaga, G. Atsuko, T. Korenaga, A. et al, Applying micro-texture to cast iron surfaces to reduce the friction coefficient under lubricated conditions, *Tribology Letters* 28 (2007) 131–137.
- [115] L. Guyout, G. Fromentin, P. Picart, Effets d'échelle en micro fraisage d'un acier inoxydable 316l, in : 19ème Congrès Français de Mécanique, Marseille, 2009.
- [116] U. Pettersson, S. Jacobson, Tribological texturing of steel surfaces with a novel diamond embossing tool technique, *Tribology International* 39 (2006) 695–700.

- [117] U. Pettersson, S. Jacobson, Textured surfaces for improved lubrication at high pressure and low sliding speed of roller/piston in hydraulic motors, *Tribology International* 40 (2007) 355–359.
- [118] J. Wang, Z. Han, H. Chen, D. Chen, Drag reduction by dimples on surfaces in plane-plane contact lubrication, *Tribology Letters* 31 (2008) 159–166.
- [119] X. Wang, K. Kato, Improving the anti-seizure ability of sic seal water with rie texturing, *Tribology Letters* 14 (2003) 275–280.
- [120] X. Wang, K. Adachi, K. Otsuka, K. Kato, Optimisation of he surface texture for silicon carbide sliding in water, *App. Surf. Sci.* 253 (2006) 1282–1286.
- [121] J. Buhagiar, A. Spiteri, M. Sacco, E. Sinagra, H. Dong, Augmentation of crevice corrosion resistance of medical grade 316lvm stainless steel by plasma carburising, *Corros. Sci.* 59 (2012) 169–178.
- [122] R. Labusch, A statistical theory of solid solution hardening, *Phys. Status Solidi B* 41 (1970) 659–669.
- [123] A. Andrieux, Traitements thermochimiques basse température assistés par plasmas d'un acier inoxydable austénitique pour la micro-structuration de surface d'un contact lubrifié, Ph.D. thesis, Université de l'orraine (soutenance de thèse prévue fin Juin2015).
- [124] C. Minet, Lubrification mixte dans les etanchéités dynamiques : Application aux garnitures mécaniques d'étanchéité, Ph.D. thesis, University of Poitiers (2009).
- [125] b. Hamrock, D. Dowson, *Ball Bearing Lubrication - The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*, 1981.
- [126] A. P. Nyemeck, Modélisation de la lubrification mixte et du comportement thermique des garnitures mécaniques, Ph.D. thesis, University of Poitiers (2011).
- [127] J. Zhang, Y. Meng, Direct observation of cavitation phenomenon and hydrodynamic lubrication analysis of textured surfaces, *Tribology Letters* 46 (2012) 147–158.
- [128] N. Adjemout, M. Brunetiere, J. Bouyer, Optimization of mesh density for numerical simulations of hydrodynamic lubrication considering textured surfaces, *Journal of Engineering Tribology*.
- [129] P. J. Roache, A method for uniform reporting of grid refinement studies, *ASME Journal Fluid Engenning* 116 (1994) 405–413.
- [130] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roche, Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in cfd applications., *ASME Journal of Fluid Engenning* 130 (2008) 1–4.

- [131] C. Minet, N. Brunetière, B. Tournerie, D. Fribourg, Analysis and modelling of the topography of mechanical seal faces, *Tribology Transactions* 53 (2010) 799–815.
- [132] J. Gielis, A generic geometric transformation that unifies a large range of natural and abstract shapes, *American Journal of Botany* 90 (3), Invited Special Paper, . (2003) 333–338.
- [133] G. F. Voronoï, Nouvelles applications des paramètres continus à la théorie des formes quadratiques. deuxième mémoire : recherches sur les paralléloèdres primitifs., *J Reine Angew. Math* 133 (1908) 97–178.
- [134] C. Minet, N. Brunetière, B. Tournerie, On the lubrication of mechanical seals with rough surfaces : A parametric study 226 (2012) 1109–1126.
- [135] N. Brunetière, Module ef an axisymetric finite element module for thermo-elasticity, manual and theory of the Fortran module-Draft.
- [136] K. Becker, Measurement of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water, *International Journal of Heat and mass Transfer* 6 (1963) 1053–1062.
- [137] F. Migout, Etude théorique et expérimentale du changement de phase dans un contact de garniture mécanique d'étanchéité, Ph.D. thesis, Université de poitiers (2010).
- [138] D. Reungoat, Analyse de la température à l'interface d'une garniture mécanique par mesure par thermographie infrarouge, Ph.D. thesis, Université de poitiers (1994).
- [139] N. Brunetière, Etude théorique et expérimentale du comportement thermohydrodynamique des garnitures mécaniques, Ph.D. thesis, University of Poitiers (2001).
- [140] M. G. et François Hild, Mesures de champs et identification en mécanique des solides, Hermes, 2011.
- [141] N. Brunetière, B. Tournerie, Study of hydrostatic mechanical face seals operating in turbulent rough flow regime, *Journal of Tribology* 131 (2009) 032202.
- [142] K. Ayadi, Optimisation de la modélisation des régimes de fonctionnement des garnitures mécaniques d'étanchéité : Analyse théorique et expérimentale, Ph.D. thesis, Université de poitiers (2015).
- [143] I. D. Hill, R. Hill, R. I. Holder, Fitting johnson curves by moments, *Applied Statistic* 25 (1976) 180–189.

Liste des tableaux

1.1	Résumé de différentes tailles proposées dans la littérature de l'étude expérimentale	43
2.1	Données utilisées dans [52]	59
2.2	Conditions de fonctionnement utilisées par Zhang et Meng [127]	60
2.3	Densité surfacique de chaque forme de texture	62
2.4	Géométrie et conditions de fonctionnement utilisés pour l'optimisation du maillage	65
2.5	Cas testés durant cette analyse	65
2.6	Valeurs maximales de GCI correspondant à chaque cas	65
2.7	Géométrie et conditions de fonctionnement utilisées dans les simulations	67
2.8	Densité globale correspondant à chaque configuration de triangles	79
2.9	Géométrie et conditions de fonctionnement utilisés dans les simulations	79
2.10	Performance de la garniture mécanique pour $G = 1,86 \cdot 10^{-8}$	85
2.11	Paramètres mesurés sur l'échantillon de surface	103
2.12	Caractéristiques de la surface générée numériquement	105
3.2	Caractéristiques du lubrifiant	117
3.1	Propriétés des matériaux	117
3.3	Paramètres géométriques et conditions de fonctionnement	118
3.4	Caractéristiques mécaniques des différents matériaux	132
4.1	Données de fonctionnement des essais	146
4.2	Propriétés radiatives des matériaux mis en jeu dans la scène de mesure	147
4.3	Caractéristiques surfaciques des rotors avant le fonctionnement	151
4.4	Conditions de fonctionnement utilisées pour le test avec la configuration 7i-3e	152
4.5	Pourcentage de baisse de température engendrée par le rotor texturé par rapport au rotor lisse	157

4.6 Conditions de fonctionnement pour réaliser la comparaison numérique et expérimentale 158

Table des figures

1	Emplacement d'une garniture dans une pompe centrifuge	13
2	Motifs de texture couramment rencontrés : (a) carré [4]; (b) cercle [5]; (c) triangle [6]; (d) hexagone [7]; (e) rainures croisées [8]; (f) rainures parallèles [4]	14
3	Exemple d'un disque texturé	15
4	Schéma du principe d'une garniture mécanique [20]	16
5	Diagramme d'interaction des phénomènes mis en jeu lors du fonctionnement d'une garniture mécanique d'étanchéité [20]	17
6	Organigramme du projet MicoGaMe	19
1.1	Évolution au cours des années des publications sur la texturation de surface [21]	21
1.2	Denticule de la peau de requin	24
1.3	L'effet hydrophobe de la feuille de lotus	24
1.4	Photographie d'un ScinusScinus	25
1.5	Schéma illustrant la rupture du film en présence de texture [1]	28
1.6	Apparition de la cavitation : (a) palier lisse [73]; (b) butée à poches [65]	29
1.7	Courbe de Stribeck	35
1.8	Texture obtenue par laser sur un disque en SiC [97]	44
1.9	Images microscopiques des surfaces texturées par micro-fraisage [114]	45
1.10	Exemple de texturation par emboutissage : (a) exemple d'un outil emboutissage; (b) texture laissée par l'empreinte d'un outil d'emboutissage [116]	45
1.11	Texturation par grenailage : (a) principe de grenailage, (b) apparence d'une cavité obtenue par grenailage sur un céramique [5]	46
1.12	Exemples de surfaces texturées par gravure humide : (a) rainures; (b) cavités circulaires; (c) chevrons [108]	47
1.13	Texture obtenue par la gravure ionique sur du SiC : (a) cavités large; (b) cavités petites [120]	47
1.14	Texture obtenue par carburation [123]	48

2.1	Configuration géométrique	52
2.2	Contact au sommet d'une aspérité	54
2.3	Forces agissant sur le rotor en position d'équilibre	55
2.4	Volume de contrôle utilisée pour la discrétisation par volume finis	56
2.5	Comparaison réalisée par Brunetière et Tournerie [52]	59
2.6	Comparaison du modèle actuel avec les travaux de [127]	60
2.7	Caractéristiques géométriques des motifs de texture : (a) cylindre, (b) triangle, (c) cône tronqué, (d) pyramide tronquée, (e) hémisphérique, (f) carré	62
2.8	Temps de calcul	66
2.9	Configuration avec un seul motif de texture	67
2.10	Portance moyenne adimensionnée avec un seul motif de texture	68
2.11	Débit moyen adimensionné avec un seul motif de texture	69
2.12	Champs de pression obtenus avec les six formes de texture pour $\psi = 250$, $\delta = 0.3$ et $\lambda = 5/2$: (a) hémisphère, (b) cône tronqué, (c) cylindre, (d) carré, (e) pyramide tronquée, (f) triangle	69
2.13	Taux de cavitation moyen avec un seul motif de texture	70
2.14	Configuration avec deux motifs de texture	71
2.15	Portance hydrodynamique adimensionnée : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture	72
2.16	Champs de pression adimensionnée pour les différentes formes de motifs de textures $\psi = 1,87.10^3$	72
2.17	Débit adimensionné : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture	73
2.18	Taux de cavitation : (a) avec deux motifs de texture, (b) avec un seul motif de texture	74
2.19	Configurations correspondant à différentes orientations possibles des triangles	75
2.20	Portance adimensionnée avec les différentes orientations des triangles	75
2.21	Configurations avec différentes distances entre les deux triangles	76
2.22	Portance adimensionnée en fonction de la distance entre les deux triangles	77
2.23	Exemples de champs de pression obtenus en faisant varier la distance entre les deux triangles ($\psi = 4730$)	77
2.24	Configuration avec différentes distributions des triangles sur une bande radiale	78
2.25	Effet de la profondeur des motifs sur le coefficient de frottement pour la configuration 7i-7e	80
2.26	Effet de l'implémentation des triangles sur le débit de fuite	81
2.27	Effet de la distribution des triangles sur le champ de pression $G = 1,86.10^{-8}$	82
2.28	Effet de l'implémentation des triangles sur le coefficient de frottement	83

2.29	Effet de l'implémentation des triangles sur le taux de la cavitation	84
2.30	Effet de l'implémentation des triangles sur l'épaisseur du film	84
2.31	Exemple d'un masque avec des ouvertures carrées	87
2.32	Configurations avec une zone non texturée à chaque extrémité	87
2.33	Valeurs du débit de fuite et du coefficient de frottement en prenant en compte une zone non texturée à chaque extrémité : (a) débit de fuite, (b) coefficient de frottement	88
2.34	Surface après redressement	89
2.35	Surface après suppression de la forme	89
2.36	Surface après seuillage	90
2.37	Défauts de forme et défaut de surface	91
2.38	Exemple de fonction d'auto-corrélation : (a) surface ; (b) fonction d'auto-corrélation ; (c) profil radial de la fonction d'auto-corrélation ; (d) profil circonférentiel . . .	92
2.39	Influence de la rugosité à l'intérieur des motifs de texture	93
2.40	Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur le débit de fuite	94
2.41	Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur le coefficient de frottement	95
2.42	Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur le taux de cavitation . . .	95
2.43	Influence de la rugosité à l'intérieur des triangles sur l'épaisseur du film	96
2.44	Influence de la courbure des coins des triangles sur le débit de fuite	97
2.45	Influence de la courbure des coins des triangles sur le coefficient de frottement	97
2.46	Influence de la courbure des coins des triangles sur le taux de cavitation	98
2.47	Influence de la courbure des coins des triangles sur l'épaisseur du film	98
2.48	Configurations utilisées pour étudier l'effet des déformations des frontières du triangle	99
2.49	Influence de la déformation des frontières des triangles sur le débit de fuite . .	99
2.50	Influence de la déformation des frontières des triangles sur le coefficient de frottement	100
2.51	Influence de la déformation des frontières des triangles sur le taux de cavitation	101
2.52	Influence de la déformation des frontières des triangles sur l'épaisseur du film .	101
2.53	Exemple d'une subdivision de Voronoï	102
2.54	(a) Surface après 4h de carburation ; (b) segmentation binaire de la surface . . .	102
2.55	(a) rugosité de surface ; (b) ondulation de surface (grains)	103
2.56	(a) surface de voronoï ; (b) surface rugueuse	104
2.57	Surface générée numériquement	104
2.58	Influence de la rugosité de surface sur le débit de fuite	105
2.59	Influence de la rugosité de surface sur coefficient de frottement	106
2.60	Influence de la rugosité de surface sur l'épaisseur du film	107

3.1	Configuration géométrique des solides	110
3.2	Configuration géométrique dans le film	110
3.3	Discrétisation du domaine sur lequel est calculé le flux de chaleur autour d'un nœud	112
3.4	Conditions aux limites ; (a) conditions aux limites thermiques, (b) conditions aux limites mécaniques	114
3.5	Organigramme de résolution	116
3.6	Portance hydrodynamique :(a) à 5 bar, (b) à 10 bar	118
3.7	Déformations des faces contigües en fonction de la vitesse : (a) 50 rad/s, (b) 60 rad/s, (c) 70 rad/s, (d) 80 rad/s, (e) 100 rad/s, (f) 130 rad/s	120
3.8	Accroissement de la température en fonction de la vitesse	121
3.9	Configurations pour différentes tailles de triangle	122
3.10	Portance hydrodynamique pour différentes tailles de triangle	122
3.11	Défaut de planéité : (a) profil après rodage, (b) profil après traitement , (c) profil simulé	123
3.12	Configuration 2i-2e* (avec des triangles au centre rapprochés)	124
3.13	(a) Portance hydrodynamique, (b) Épaisseur moyenne du film fluide	125
3.14	Exemple de champs de pression pour une vitesse de rotation $\omega = 50$ rad/s . . .	125
3.15	Exemple de champs d'épaisseur moyenne du film fluide pour une vitesse de rotation $\omega = 50$ rad/s	126
3.16	Influence de la distance séparant les triangles : (a) Variation du coefficient de frottement, (b) Variation de la température moyenne	126
3.17	Influence de la distance séparant les triangles : (a) Variation du débit de fuite, (b) Variation de l'épaisseur minimale du film fluide	127
3.18	Influence de la courbure sur la portance hydrodynamique	128
3.19	Influence de la courbure : (a) coefficient de frottement, (b) épaisseur minimale du film	129
3.20	Influence de la courbure sur la température moyenne	129
3.21	Influence de la courbure sur la distribution radiale de la température à $\omega =$ $3000tr/min$	130
3.22	Exemple de la séparation des faces à 300 rad/s : (a) $A_1=0$ μm , (b) $A_1=0.2$ μm , (c) $A_1=0.5$ μm	131
3.23	Augmentation de la température dans les solides à $\omega = 3000tr/min$	132
3.24	Influence des matériaux : (a) variation du coefficient de frottement, (b) variation de la température moyenne	133
3.25	Influence des matériaux : (a) variation du débit de fuite, (b) variation de l'épais- seur minimale du film fluide	133

4.1	Dispositif expérimental	136
4.2	Vue d'ensemble du banc d'essais	136
4.3	Vue de coupe du banc d'essais	137
4.4	Vue de coupe de la cellule d'essais	138
4.5	Garniture mécanique originale	138
4.6	Dimensions du rotor	139
4.7	Dimensions du hublot en saphir	139
4.8	Mesure par Caméra IR-Thermogramme	141
4.9	Bilan radiatif de la scène de mesure	141
4.10	Étalonnage caméra - thermogramme	143
4.11	Courbe d'étalonnage de la caméra : (a) Luminance, (b) Niveau numérique	143
4.12	Rayonnement d'un seul corps	144
4.13	Évolution de l'émissivité de l'inox revêtu en fonction de la température	145
4.14	Détermination de transmittivité du saphir - thermogramme	145
4.15	Position de la caméra - vue à travers le saphir	147
4.16	Schématisation des différents couples mesurés par le capteur	148
4.17	Définition des zones de mesure	149
4.18	Positions des zones mesurées sur les faces de frottement	149
4.19	Profils radiaux mesurés sur l'appareil de mesure optique : (a) faces texturées 2i-2e ; (b) faces lisses	150
4.20	Analyse de la taille des motifs triangulaires	151
4.21	Exemple de texturation 7i-3e après traitement (redressement, suppression de la forme et seuillage)	152
4.22	Évolution de la température en fonction du temps	153
4.23	État de surface des faces de frottement des configurations 7i-3e après le test	154
4.24	Évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse pour la garniture texturée et lisse	155
4.25	Vue des faces de frottement après fonctionnement (a) faces lisses (b) faces tex- turées	156
4.26	Évolution radiale de l'augmentation de la température dans le film fluide	157
4.27	Comparaison entre les couples de frottement obtenus numériquement et expé- rimentalement	158
4.28	Évolution radiale de la température expérimentalement	159
4.29	Températures théorique et expérimentale obtenues avec la configuration 2i-2e	160
B.1	Configuration de l'écoulement étudié	189
B.2	Configuration du problème considéré	190

C.1 Caméra infrarouge Flir SC7500 191

Annexe A

Modèle de génération de surfaces rugueuses

Ce modèle de génération de surfaces est le fruit des travaux de thèse de Minet [124]. Pour générer une surface gaussienne, ce modèle mathématique utilise la méthode de la moyenne mobile MA (Moving average) déduite de la méthode ARMA (Auto-Regressive and Moving Average Method) dont le principe consiste à établir la réponse z d'un système linéaire à un bruit blanc η .

$$\sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^m b_{kl} z_{i-k, j-l} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^m a_{kl} \eta_{i+k, j+l} \quad (\text{A.0.1})$$

La méthode MA est donc déduite de cette équation en considérant que les coefficients b sont nuls sauf b_{00} . Ainsi, l'expression devient

$$z_{ij} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^m a_{kl} \eta_{i+k, j+l} \quad (\text{A.0.2})$$

Les nombres n et m sont choisis suffisamment grands de façon à ce que pour tous entiers p et q choisis tels que $p > n$ et $q > m$ la valeur de la fonction d'autocorrélation soit proche de zéro :

$$R(p, q) \approx 0 \begin{cases} p > n \\ q > m \end{cases} \quad (\text{A.0.3})$$

Les surfaces rugueuses présentent généralement une fonction d'autocorrélation de forme exponentielle.

$$R(p, q) = Sq^2 \exp \left[\ln(0, 1) \sqrt{\left(\frac{p\Delta x}{\lambda_x} \right)^2 + \left(\frac{q\Delta y}{\lambda_y} \right)^2} \right] \quad (\text{A.0.4})$$

Dans cette expression, λ_x et λ_y sont les longueurs dans les directions x et y, respectivement. Elles correspondent à une décroissance de 90% de la fonction d'autocorrélation R. Les nombres η_{ij} étant indépendants et de variance unitaire, il est possible de montrer que [51] :

$$R(p, q) = \sum_{k=-n+pl=-m+ql=m+q}^n \sum^m a_{kl} a_{k-pl-q} \quad (\text{A.0.5})$$

Cette relation est un système non linéaire de $(2n+1)(2m+1)$ équations. En tenant compte de la propriété de symétrie de la fonction d'autocorrélation, le nombre d'inconnues a_{ij} peut être réduit.

Pour obtenir une surface non gaussienne, il faut modifier les paramètres d'asymétrie et d'étalement de la série n_{ij} . Pour ce faire, il suffit d'utiliser les relations reliant les nombres Sk_n et Sk_u des nombres aléatoires à ceux de la surface finale :

$$Sk = \frac{\sum_{i=-q}^q \theta_i^3}{\left(\sum_{i=-q}^q \theta_i^2 \right)^{2/3}} Sk_n \quad (\text{A.0.6})$$

$$Ku = \frac{Ku_n \sum_{i=-q}^q \theta_i^4 + 6 \sum_{i=-q}^q \sum_{j=i+1}^q \theta_i^2 \theta_j^2}{\left(\sum_{i=-q}^q \theta_i^2 \right)^2} \quad (\text{A.0.7})$$

avec

$$\begin{cases} \theta_i = \theta_{(k-1)n+1} = a_{kl} \\ q = nm \end{cases} \quad (\text{A.0.8})$$

Les paramètres d'asymétrie et d'étalement sont imposés par le système de translation de Johnson, qui propose les trois courbes d'interpolation suivantes :

$$\begin{cases} S_U : x = \gamma + \delta \sinh^{-1} \left(\frac{\eta - \xi}{\lambda} \right) \\ S_L : x = \gamma + \delta \ln \left(\frac{\eta - \xi}{\lambda} \right) \\ S_B : x = \gamma + \delta \ln \left(\frac{\eta - \xi}{\xi + \lambda - \eta} \right) \end{cases} \quad (\text{A.0.9})$$

Dans cette expression, la variable x désigne la série gaussienne initiale et η la séquence dérivée comportant les paramètres d'asymétrie et d'étalement imposés. Les coefficients γ , δ , λ et ξ sont déterminés afin que la surface z_{ij} comporte les caractéristiques désirées.

Démarche à suivre

Les étapes à suivre pour générer une surface rugueuse sont listées ci-dessous :

- A partir de l'équation d'autocorrélation de la surface, les équations (A.0.5) sont résolues à l'aide de la méthode de Newton-Raphson en décomposant le système par la méthode de Gauss.
- A partir des coefficients θ_i et des paramètres d'asymétrie et d'étalement, les nombres Sk_u et Ku_n à imposer sont déterminés au moyen des équations (A.0.3 et A.0.4). La courbe de translation adéquate parmi l'une des équations du système A.0.9 ainsi que ses coefficients caractéristiques sont obtenus à partir de Hill et *al.* [143].
- La séquence Gaussienne suffisamment grande est générée puis modifiée à l'aide des courbes de Johnson
- Enfin, la matrice z_{ij} est calculée par transformation linéaire (A.0.2)

Annexe B

Calcul du couple de barbotage

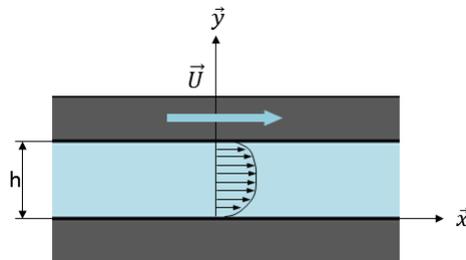


FIGURE B.1 – Configuration de l'écoulement étudié

Dans cette annexe nous décrivons la méthode que nous avons utilisée pour calculer le couple de barbotage en se référant aux travaux de Brunetière et Tournier [141]. Prenons l'écoulement plan stationnaire d'un fluide incompressible entre deux faces parallèles infiniment longues (figure B.1). La paroi supérieure est animée d'une vitesse dans la direction x et séparée de la paroi inférieure par une distance h . Les lois fondamentales de la mécanique des fluides exprimant le frottement pariétal permettent de relier le taux de cisaillement pariétal adimensionné au nombre de Reynolds de l'écoulement. En considérant comme vitesse de référence celle au centre du canal et Re_τ comme nombre de Reynolds de l'écoulement, le facteur de frottement C s'écrit sous la forme suivante.

$$C = \frac{2\tau_w}{\rho U_{cl}^2} = \frac{2}{\left(\frac{1}{k} \ln Re_\tau + B\right)^2} \quad (\text{B.0.1})$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re_\tau = \frac{U_\tau h}{2\mu} \quad (\text{B.0.2})$$

avec h la demi hauteur du canal et U_τ la vitesse de frottement qui est donnée en fonction la contrainte de cisaillement du fluide à la paroi et de la masse volumique.

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{B.0.3})$$

où k est la constante de Karman et B une constante. Il valent respectivement 0,4 et 0,5. Le problème consiste donc à chercher τ_w qui satisfait l'équation B.0.1 pour une vitesse U_{cl} .

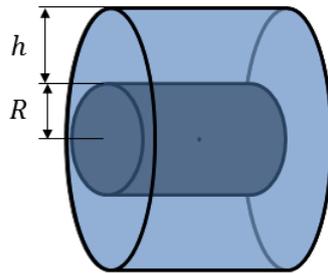


FIGURE B.2 – Configuration du problème considéré

Admettons maintenant un arbre de longueur l entraîné en rotation avec une vitesse ω dans une cellule immobile contenant un fluide en mouvement turbulent (voir B.2). La vitesse au centre de la lame fluide est donnée par :

$$U_{cl} = \frac{R\omega}{2} \quad (\text{B.0.4})$$

Le couple de frottement fluide est égal à :

$$C_f = \tau_w 2\pi R^2 l \quad (\text{B.0.5})$$

Annexe C

Caractéristiques de la caméra infrarouge



FIGURE C.1 – Caméra infrarouge Flir SC7500

La caméra infrarouge que nous avons utilisée pour réaliser les mesures de température est une caméra de type Flir SC7500 (figure C.1).

Les principales caractéristiques de la caméra sont :

- Détecteur infrarouge refroidi : bande spectrale 2,5-5 μ m
- Résolution maximale : 320 \times 256 pixels (pitch de 30 μ m)
- Cadences de prise d'images variables :
 - 190 Hz pour un format 320 \times 256
 - 760 Hz pour un format 160 \times 128

-3040 pour un format 80×60

- Champ de vue (sans bague de d'extension) : $9,4 \times 7,5$ à 50 cm de distance

- Temps d'intégration : $1\mu\text{s}$ à 20 ms

Résumé :

L'objectif principal de cette thèse est de conduire, à travers une étude théorique et expérimentale, vers une meilleure compréhension des différents effets induits par la texturation de surface dans un contact lubrifié. Le but ultime est de proposer un motif de texture qui permette de réduire le frottement et le niveau de fuite d'une garniture mécanique.

L'étude bibliographique a permis d'identifier les différents travaux théoriques et expérimentaux réalisés sur la lubrification en présence de textures, les phénomènes physiques interagissant avec les textures et les différentes méthodes utilisées pour leur mise en forme. Une étude théorique utilisant un modèle conservatif basé sur l'équation de Reynolds est ensuite présentée. Dans la première partie de cette étude, les faces de frottement sont supposées parfaitement parallèles et les effets thermoélastiques sont négligés. Dans la seconde partie, les échanges de chaleur avec les anneaux et les déformations thermoélastiques sont pris en compte. Une étude paramétrique a permis de mieux comprendre l'influence des paramètres géométriques des textures, des défauts de formes et des déformations thermoélastiques des faces sur le fonctionnement de la garniture. En outre, cette étude a permis de définir une texture capable d'améliorer significativement les performances d'une garniture mécanique. Des essais expérimentaux ont ensuite été réalisés avec une garniture mécanique texturée et une garniture mécanique non texturée. Des mesures de couple de frottement et des relevés de température effectués par thermographie infrarouge ont montré que l'utilisation des textures permet de réduire de manière significative la température et le couple de frottement par rapport à une garniture à surfaces lisses. Enfin, une comparaison théorie/expérimentation a permis de valider le modèle développé qui prédit de façon correcte le comportement de la garniture texturée.

Mots-clés : Garniture mécanique, Lubrification hydrodynamique, Texturation de surface, Déformation thermoélastique, Simulations numériques, Expérimentations.

Abstract :

The main objective of this thesis is to lead, through a theoretical and experimental study, to a better understanding of the various effects induced by surface texturing in lubricated contacts. The ultimate goal is to provide a texture pattern that reduces friction and leakage of a mechanical seal.

The literature review identified different theoretical and experimental works performed on lubrication in the presence of textures, physical phenomena interacting with textures and the different methods used for their manufacturing. A theoretical study using a conservative model based on Reynolds equation is then presented. In the first part of this study, the friction surfaces are assumed perfectly parallel and thermoelastic effects are neglected. In the second part, heat transfer to the rings and thermoelastic deformations are taken into account. A parametric study then allows bettering our understanding of the influence of geometrical parameters of textures, defects and thermoelastic deformations of the faces on the performance of a mechanical seal. In addition, this study has identified a texture capable of significantly improving the performance of a mechanical seal. Experimental tests were then carried out with both textured and untextured mechanical seals. Friction torque measurements and temperature measurements achieved by means of infrared thermography have shown that the use of textures allows to significantly reduce heat and friction torque compared with a seal with smooth surfaces. Finally, a comparison theory/experiment validated the developed model that predicts correctly the behavior of the textured mechanical seal.

Keywords : Mechanical seal, Hydrodynamic Lubrication, Surface texturing, Thermoelastic deformation, numerical simulations, Experimental work.