N ° d'ordre 2007-ISAL–XXXX Année 2007

THÈSE

OPTIMISATION DE LA MICROGEOMETRIE DES CHEMISES DE MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

Présentée devant
l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir
le GRADE DE DOCTEUR

École doctorale :
Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité :
MÉCANIQUE - GÉNIE MÉCANIQUE - GÉNIE CIVIL

par

Michel ORGANISCIAK
Ingénieur I.N.S.A.L.

Thèse soutenue le jour mois année devant la Commission d'examen

Jury

Priest M.	Professeur	Rapporteur
Villechaise B.	Professeur	Rapporteur
Bayada G.	Professeur	Examinateur
Venner C.H.	Docteur	Examinateur
Cavallaro G.	Docteur	Examinateur
Lubrecht A.A.	Professeur	Directeur de thèse

LaMCoS - UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon
20, avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex (FRANCE)

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales 2007

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://sakura.cpe.fr/ED206 M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://www.insa-lyon.fr/eea M. Alain NICOLAS Insa : D. BARBIER ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 – Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 72 18 33 83 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : S. GRENIER	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDIIS	INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE http://ediis.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE Secrétariat : I. BUISSON	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - EDIIS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.42 44 82 94 Fax 04 72 44 80 53 ediis@liris.cnrs.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.35 72 32 Fax : Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
	MATERIAUX DE LYON M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
Math IF	MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE M. Pascal KOIRAN Insa : G. BAYADA	M.Pascal KOIRAN Ecole Normale Supérieure de Lyon 46 allée d'Italie 69364 LYON Cédex 07 Tél : 04.72.72 84 81 Fax : 04 72 72 89 69 Pascal.koiran@ens-lyon.fr Secrétariat : Fatine Latif - latif@math.univ-lyon1.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.80 –Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.62.71.70 Fax : 04 72 18 87 12 mega@lva.insa-lyon.fr
SSED	SCIENCES DES SOCIETES, DE L'ENVIRONNEMENT ET DU DROIT Mme Claude-Isabelle BRELOT Insa : J.Y. TOUSSAINT	Mme Claude-Isabelle BRELOT Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Claude-isabelle.brelot@univ-lyon2.fr

Remerciements

...

Résumé

La microgéométrie de la surface de la chemise influence les pertes par frottement et la consommation d'huile d'un moteur. Traditionnellement, cette surface est usinée par pierrage, qui crée une rugosité aléatoire composée de stries continues croisées. Elles sont indispensables pour la fiabilité du moteur. Le gravage laser permet aujourd'hui de choisir et de contrôler la microgéométrie de la surface.

La lubrification de l'ensemble segment piston chemise (SPC) est influencée par la dynamique de la segmentation et l'alimentation aléatoire en huile. Le contact est hydrodynamique, avec une forte sous-alimentation et une distribution variable du lubrifiant sur la chemise. Ce dernier phénomène peut être responsable d'un frottement local important et d'usure. Il est limité, entre autres, par l'effet redistributeur de la microgéométrie de la chemise.

Les effets de la texturation (stries croisées, traits ou coupelles) sur l'épaisseur d'huile, le frottement et la redistribution du lubrifiant sont étudiés pour un seul segment dans des conditions de fonctionnement stationnaires. L'écoulement est modélisé avec l'équation de Reynolds sous-alimentée. Les simulations transitoires, possibles grâce à l'emploi de techniques multigrilles, permettent d'obtenir l'épaisseur du film, le débit et le frottement lorsque les stries traversent le contact.

L'étude comprend la sous-alimentation homogène et variable. Pour la premiere, les résultats montrent que toute striation réduit l'épaisseur moyenne du film. La réduction dépend de la géométrie des stries. Des courbes de prédiction sont établies pour les stries croisées et les traits. Les résultats en frottement sont fonction de la géométrie, avec notamment une réduction avec l'angle de striation. Pour la sous-alimentation variable une courbe de prédiction de la réalimentation dans le cas lisse et texturé est établie. Elle montre l'effet positif des striations sur la réalimentation des zones sèches.

Mots clés: Texturation laser, lubrification hydrodynamique, contact segment-chemise

The surface microgeometry of a cylinder liner influences the frictional losses and the oil consumption of an engine. The traditional honing process creates a random surface roughness with grooves forming a specific cross-hatched pattern. These grooves are essential for engine reliability. Nowadays, laser texturing allows a precise choice of the microgeometry.

Piston ring pack lubrication depends on piston ring dynamics and the random oil supply. The piston ring cylinder liner contact operates under starved hydrodynamic conditions and with a variable lubricant film thickness on the liner (in both transverse and longitudinal directions). This phenomenon can conduct to local friction increase and local wear. The wear is limited by lubricant reflow induced by the surface microgeometry.

Surface texturing influence on lubricant film thickness, friction and lubricant reflow are studied for a single ring under stady-state operating conditions. The lubricant flow is modeled using the starved Reynods equation. Multigrids techniques are used to compute the transient lubricant film thickness, lubricant flow and friction when the grooves are passing through the contact.

Homogeneous and variable starvation are studied. For the first one, the results show that the lubricant film thickness is always reduced for a textured surface. The reduction depends on grooves geometry. Prediction curves are established for cross-hatched surface patterns and discontinous grooves. Friction variations is function of the geometry, for instance the friction is reduced with the cross-hatched angle. For variable film configurations, a prediction curve of lubricant reflow is established for the smooth and textured surfaces. It shows the positive effect of surface texturing on lubricant reflow.

Table des matières

Table des matières **i**

Nomenclature **2**

Introduction **7**

1 Etude Bibliographique **13**
1.1 La Lubrification 13
1.1.1 Origines 13
1.1.2 Le contact HD et EHD lisse suralimenté 14
1.1.3 La sous-alimentation en lubrifiant 15
1.1.4 Rugosité des surfaces et frottement 17
1.1.5 Le lubrifiant 22
1.1.6 Conclusion 24
1.2 Le système Segment-Piston-Chemise (SPC) 25
1.2.1 Présentation 25
1.2.2 Modélisation de la segmentation 26
1.2.3 La lubrification de la segmentation 27
1.2.4 Les mécanismes de consommation d'huile 31
1.2.5 Conclusion 33
1.3 La texturation des surfaces 33
1.3.1 Introduction 33
1.3.2 Les systèmes à faces parallèles 34
1.3.3 La texturation des surfaces en EHD 35
1.3.4 Application au contact segment chemise 35
1.3.5 Conclusion 37
1.4 Conclusion et discussion 37

2 Modélisation **39**
2.1 Construction du modèle simplifié 39
2.1.1 La géométrie et domaine de calcul 39
2.1.2 Conditions de fonctionnement : hypothèses simplificatrices 42
2.1.3 Hypothèse de films minces 42
2.1.4 Alimentation en lubrifiant et condition cinématique 43
2.1.5 Résumé du modèle théorique 45
2.2 La mise en équation du problème 45
2.2.1 Ecoulement du lubrifiant 45

2.2.2 Séparation entre les surfaces . . . 47
2.2.3 Contacts entre aspérités des surfaces . . . 47
2.2.4 Le frottement . . . 49
2.2.5 Adimensionnement . . . 50
2.3 Modélisation de la microtexturation . . . 52
2.3.1 Géométrie 1 - Stries continues croisées . . . 52
2.3.2 Géometrie 2 - Stries discontinues . . . 53
2.3.3 Géométrie 3 - Coupelles . . . 54
2.4 Conclusion . . . 55

3 Discrétisation et Méthodes Numériques 57
3.1 Discrétisation . . . 57
3.1.1 L'espace et le temps . . . 57
3.1.2 Equation de Reynolds discrète . . . 57
3.1.3 Equation de séparation des surfaces . . . 59
3.1.4 Equation d'équilibre de la charge . . . 59
3.1.5 Forces de frottement . . . 59
3.2 Méthodes Multigrilles . . . 59
3.2.1 Positionnement du problème . . . 59
3.2.2 Méthode multigrille . . . 60
3.2.3 Cycles de correction . . . 63
3.3 Algorithme de calcul . . . 65
3.3.1 Relaxation de la hauteur centrale de film . . . 65
3.3.2 Algorithme complet de calcul . . . 66
3.4 Améliorations du processus de résolution . . . 66
3.4.1 Représentation des stries sur la grille grosse . . . 66
3.4.2 Sous-relaxation et pré-relaxations . . . 72
3.5 Conclusion . . . 72

4 Effet de la striation sur le contact linéique sous-alimenté 73
4.1 Le contact linéique lisse . . . 73
4.1.1 Le contact suralimenté . . . 74
4.1.2 Le contact linéique sous-alimenté . . . 74
4.1.3 Le frottement . . . 76
4.1.4 Conclusion . . . 76
4.2 Comparaison entre surface lisse et surface rainurée . . . 77
4.3 Forme générale de la solution pour une surface texturée . . . 78
4.3.1 Surface "Géométrie 1" : Stries continues croisées . . . 78
4.3.2 Surface "Géométrie 2" : Stries discontinues . . . 80
4.3.3 Surface "Géométrie 3" : Coupelles . . . 82
4.3.4 Conclusion . . . 84
4.4 Comparaison de l'épaisseur de film d'huile à débit constant . . . 84
4.5 Etude à épaisseur d'huile sur plateaux constante . . . 85
4.5.1 Texturation de géométrie 1 : Stries continues croisées . . . 85
4.5.2 Texturation de géométrie 2 : Stries discontinues . . . 90
4.6 Conclusion et discussion . . . 99

5 La sous-alimentation variable en lubrifiant **101**
5.1 Modélisation de l'alimentation variable circonférentielle 101
5.1.1 Couche de lubrifiant sinusoïdale 101
5.1.2 Définition de l'efficacité de redistribution 103
5.2 Redistribution avec une surface lisse 104
5.2.1 Paramètres 104
5.2.2 Forme générale de la solution 104
5.2.3 Redistribution après un seul passage 105
5.2.4 Passages multiples 108
5.2.5 Conclusion 110
5.3 Surfaces texturées 111
5.3.1 Présentation 111
5.3.2 Surface de géométrie 1 112
5.3.3 Surface de géométrie 2 119
5.4 Conclusion 124

Bilan, Discussion et Perspectives **127**

Annexe A : Cinématique du Mouvement de l'Ensemble SPC **131**

Annexe B : Ecoulement de Stokes et de Reynolds dans les stries profondes. **133**

Annexe C : Le roulement - glissement dans un contact sous-alimenté texturé **139**

Annexe D : Données Numériques **145**

Bibliographie **147**

Nomenclature

cft	Coefficient de frottement global	$[-]$
cfs	Coefficient de frottement du contact sec metal-metal	$[-]$
cfv	Coefficient de frottement visqueux calculé	$[-]$
d	Largeur du motif (Motif de géométrie 1)	$[m]$
d	Distance entre deux axes des coupelles suivant X (motif de géométrie 3)	$[m]$
di	Distance interstrie (Motif de géométrie 1)	$[m]$
D	Largeur adimensionnée du motif, $D = d/\sqrt{R_x h_r}$	$[-]$
Di	Distance interstrie adimensionnée $Di = di/\sqrt{R_x h_r}$	$[-]$
D_n	Densité de striation	$[-]$
D_{seg}	Diamètre du segment	$[m]$
e_{seg}	Epaisseur du segment	$[m]$
E'	Module d'Young équivalent	$[Pa]$
ER	Efficacité de la redistribution	$[-]$
f	Force radiale résultante appliquée au segment	$[N]$
f_{asp}	Force de frottement due aux contacts interaspérités	$[N]$
f_l	Force linéique appliquée au contact	$[Nm^{-1}]$
f_{pa}	Force supporté par les aspérités des surface	$[N]$
f_{visq}	Force du frottement d'origine visqueuse	$[N]$
F	Force radiale adimensionnée appliquée au segment, $f/F = 12\eta u_m R_x^{3/2}/h_r^{1/2}$	$[-]$
F_{asp}	Force adimensionnée de frottement due aux contacts interaspérités	$[N]$
F_{pa}	Force adimensionnée supporté par les aspérités des surface	$[N]$
F_{visq}	Force du frottement d'origine visqueuse adimensionnée	$[-]$
F_l	Force linéique adimensionnée appliquée au contact, $f_l/F_l = 12\eta u_m R_x/h_r^{1/2}$	$[-]$
$F_i(z/\sigma)$	Fonctions de répartition de la distribution des sommets de la surface	$[-]$
F_p	Portance que doit fournir le fluide, $F_p = F - F_{pa}$	$[-]$
g	Profondeur locale des rainure	$[m]$
$g_{\max}$	Profondeur maximale des rainures	$[m]$
G	Profondeur locale adimensionnée des rainures, $G = g/h_r$	$[-]$
G_{max}	Profondeur maximale adimensionnée des rainures, $G_{max} = g_{max}/h_r$	$[-]$
h	Distance entre les surfaces	$[m]$
h_c	Hauteur centrale du film de lubrifiant sur les plateaux	$[m]$
h_{cff}	Hauteur centrale du film de lubrifiant du contact suralimenté lisse	$[m]$
h_{oil}	Hauteur du film de lubrifiant	$[m]$
h_{oila}	Hauteur du film de lubrifiant sur les plateaux à l'entrée du contact	$[m]$
h_{oilam}	Hauteur moyenne du film de lubrifiant sur les plateaux à l'entrée du contact	$[m]$
h_{oileq}	Hauteur d'huile équivalente d'alimentation du contact lisse	$[m]$
h_{oilreq}	Hauteur d'huile équivalente au volume des stries	$[m]$

h_r	Hauteur de référence, $h_r = 1.0\mu m$	[−]
h_{oilx}	Epaisseur de la couche de lubrifiant complémentaire $[m]$	
H	Distance adimensionnée entre les surfaces, $H = h/h_r$	[−]
$H^3{}_{eqx}$	Terme H^3 de flux de Poiseuille équivalent suivant X	[−]
$H^3{}_{eqy}$	Terme H^3 de flux de Poiseuille équivalent suivant Y	[−]
H_c	Hauteur centrale adimensionnée du film de lubrifiant, $H_c = h_c/h_r$	[−]
H_{cff}	Hauteur centrale adimensionnée du film de lubrifiant du contact lisse suralimenté, $\mathrm{H_{cff}} = \mathrm{h_{cff}}/\mathrm{h_r}$	[−]
H_{cred}	Taux de réduction de la hauteur moyenne de film d'huile sur les plateaux lors du passage de la texturation	[−]
H_{oil}	Hauteur adimensionnée du film de lubrifiant , $\mathrm{H_{oil}} = \mathrm{h_{oil}}/\mathrm{h_r}$	[−]
H_{oila}	Hauteur adimensionnée du film de lubrifiant sur les plateaux à l'entrée du contact $H_{oila} = h_{oila}/h_r$	[−]
H_{oilx}	Epaisseur adimensionnée de la couche de lubrifiant complémentaire (au dessus du plan des plateaux), $H_{oilx} = h_{oilx}/h_r$	[−]
I	Opérateur de transfert intergrille	[−]
k	Numéro du niveau (Multigrilles)	[−]
l	Largeur de la strie	[m]
L	Largeur adimensionnée de la strie $L = l/\sqrt{(}R_x h_r)$	[-]
L_f	Largeur du domaine où $h < 4R_q$ $[m]$	
L_m	Largeur du motif	$[m]$
L_1	Longueur d'une strie (motif de géométrie 2)	$[m]$
L_1	Distance entre deux axes des coupelles suivant Y (motif de géométrie 3)	$[m]$
L_2	Longueur d'une strie (motif de géométrie 2)	$[m]$
L_0	Distance entre deux lignes successives	$[m]$
M_l	Paramètre de Moes pour un contact linéique	[−]
M_{r1}	Taux de portance minimum (Courbe d'Abbott)	$[m]$
M_{r2}	Taux de portance maximum (Courbe d'Abbott)	$[m]$
N	Nombre de passages (sous-alimentation variable)	[−]
N_{cr}	Nombre de passages nécessaires pour atteindre la réalimentation complète	[−]
p	Pression dans le film de lubrifiant	$[Pa]$
P	Pression adimensionnée, $\mathrm{p/P} = 12\eta u_m {R_x}^{1/2}/{\mathrm{h_r}}^{3/2}$	[−]
p_0	Pression ambiante de référence, $\mathrm{p_0} = 0$	$[Pa]$
P_A	ÍPression de contact interaspérités (Modèle de Greenwood-Williamson)	$[Pa]$
P_r	Forces de pression radiales s'appliquant au segment	$[N]$
Q_X, Q_Y	Flux de Poiseuille adimensionné suivant X, Y	[−]
r	Residu d'une équaiton	[−]
r_c	Degrée de sous-alimentation	[−]
R_a	Hauteur moyenne des aspérités d'une surface rugueuse	$[m]$
R_{eqx}	Résistance à l'écoulement de Poiseuille suivant X	[−]
R_{eqy}	Résistance à l'écoulement de Poiseuille suivant Y	[−]
R_q	Hauteur moyenne quadratique des aspérités	$[m]$
R_{pk}	Hauteur moyenne des pics saillants (Courbe d'Abbott)	$[m]$
R_k	Profondeur du profil écrêté d'une surface (Courbe d'Abbott)	$[m]$
R_{vk}	Profondeur moyenne des creux (Courbe d'Abbott)	$[m]$
R_x	Rayon de courbure de la surface du segment	$[m]$

$\Re_{cfv}$	Paramètre pour la courbe de prédiction du frottement visqueux pour une texturation de géométrie 2	$[-]$
$\Re_{G1}$	Paramètre pour la courbe de réduction de la hauteur de film d'huile pour une texturation de géométrie 1	$[-]$
$\Re_{G2}$	Paramètre pour la courbe de réduction de la hauteur de film d'huile pour une texturation de géométrie 2	$[-]$
S	Surface du domaine de contact	$[m^2]$
S	Nombre de Sommerfeld	$[-]$
S_m	Densité de striation	$[-]$
S_X, S_Y	Flux de Couette adimensionné	$[-]$
t	Temps	$[-]$
T	Temps adimensionné, $\mathrm{T} = \mathrm{tu_m}/\sqrt{\mathrm{R_x h_r}}$	$[-]$
T_s	Tare du segment	$[N]$
$\mathrm{T_s}$	Tension du segment	$[N]$
u	Vitesse de la surface	$[m.s^{-1}]$
u_m	Vitesse moyenne, $\mathrm{u_m} = (\mathrm{u_1} + \mathrm{u_2})/2$	$[m.s^{-1}]$
u	Inconnue d'une équaiton	$[-]$
v	Erreur numérique comise lors de la résolution	$[-]$
V_o	Volume de retention de lubrifiant par une surface (Courbe d'Abbott)	$[m]$
V_{oil}	Volume d'huile contenue dans la texturation	$[m^3]$
W_C	Force de contact interaspérités qui s'applique au segment	$[N]$
W_H	Force hydrodynamique qui s'applique au segment	$[N]$
x	Coordonnée dans le sens du déplacement du piston (ou chemise) : axiale	$[m]$
X	Coordonnée axiale adimensionnée, $\mathrm{X} = \mathrm{x}/\sqrt{\mathrm{R_x h_r}}$	$[-]$
x'	Coordonnée locale liée à la rainure	$[m]$
y	Coordonnée radiale	$[m]$
$-y_o, y_o$	Coordonnées des frontières en Y	$[m]$
Y	Coordonnée radiale adimensionnée, $\mathrm{Y} = \mathrm{y}/\sqrt{\mathrm{R_x h_r}}$	$[-]$
$-Y_o, Y_o$	Coordonnées des frontières en Y (adimensionnées)	$[-]$
y'	Coordonnée locale liée à la rainure perpendiculaire à x'	$[m]$
z	Distance entre les lignes moyennes de la hauteur des sommets des surfaces	$[m]$
z_o	Position de la ligne moyenne des aspérités	$[m]$
z_s	Distance entre la ligne moyenne de la distribution des hauteurs de la surface et de la hauteur des sommets	$[m]$
α	Angle des rainures	[ř]
$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement	$[s^{-1}]$
η	Viscosité dynamique du lubrifiant	$[Pa.s]$
ν	Viscosité cinématique du lubrifiant	$[m^2.s^{-1}]$
ρ	Densité du lubrifiant	$[kg.m^{-3}]$
θ	Taux de remplissage en lubrifiant, ratio entre la hauteur de lubrifiant et la distance entre les surfaces	$[-]$
θ_c	Valeur de θ au point de la zone de pression nulle la plus proche du ménisque d'entrée/sortie	$[-]$
τ	Contrainte de cisaillement du fluide	$[Pa]$
ω_{fb}	Coefficient de sous-relaxation	$[-]$

λ	Longueur d'onde de la couche de lubrifiant sinusoïdale	$[-]$
Φ_{1p}	"Flux" dans la zone 1 lors du passage p (sous-alimentation variable)	$[-]$
Φ_{2p}	"Flux" dans la zone 2 lors du passage p (sous-alimentation variable)	$[-]$
Φ_{tot}	"Flux" total (sous-alimentation variable)	$[-]$
Ψ	Paramètre pour la prédiction de la réalimentation lors du 1^{er} passage	$[-]$
Ψ'	Paramètre pour la prédiction de la réalimentation lors du 1^{er} passage	$[-]$
Ω	Paramètre pour la prédiction de la réalimentation	$[-]$
Ω'	Paramètre pour la prédiction de la réalimentation	$[-]$
ν_1	Nombre de relaxation lors de la descente d'un V-cycle	$[-]$
ν_2	Nombre de relaxation lors de la remontée d'un V-cycle	$[-]$
ν_0	Nombre de relaxation sur la grille grosse	$[-]$
η	densité des sommets (distribution des sommets d'une surface)	$[-]$
σ	moyenne quadratique de la hauteur des sommets	$[m]$
β	pente moyenne des sommets	$[m^{-1}]$
Δ_T	Pas de temps (adimensionné)	$[-]$
Δ_X	Pas de discrétisation suivant X (adimensionné)	$[-]$
Δ_Y	Pas de discrétisation suivant X (adimensionné)	$[-]$

Indices, Exposants

1	Surface "inférieure" (chemise)
2	Surface "supérieure" (segment)
a, b	Entrée, sortie du contact
i, j, k	Indice de discrétisation suivant X,Y et dans le temps
r	valeur moyenne du paramètre lors du passage de la surface texturée
$\bar{..}$	Valeur de la variable au pas de discrétisation en cours
$\tilde{..}$	Valeur de la variable au pas de discrétisation précèdent
h, H	Valeur de la variable sur la grille de pas h et de pas $H = 2h$

Introduction

La Mécanique

Le consommateur moderne se soucie de plus en plus de la simplicité et du confort d'utilisation d'un appareil et de moins en moins de son principe de fonctionnement. Il veut des appareils qui obéissent au doigt et à l'oeil et qui sont de préférence sans entretien. Cependant derrière toute commande digitale se cache un système électronique et puis mécanique. Celui ci doit être transparent pour l'utilisateur et surtout fiable.

Un magnifique exemple en est aujourd'hui l'automobile. Une voiture moderne est bardée d'une multitude de capteurs qui gèrent les équipements de confort (climatisation automatique, allumage automatique des feux et des essuie glaces, etc..), la sécurité active du véhicule (comportement routier au travers de l'ABS, de l'ESP, etc...), la sécurité passive (airbags...) et le contrôle moteur. Mais derrière chaque bouton et chaque voyant du tableau de bord se cache des systèmes mécaniques de plus en plus fins et complexes. Il ne sert à rien d'avoir un ABS si la suspension ne supporte pas les vibrations qu'engendrent les à-coups de freinage.

La mécanique demeure donc au centre de notre vie quotidienne. Ses progrès ont permis d'assurer la fiabilité des systèmes tels que les avions ou les centrales nucléaires. Ses progrès ont été essentiels pour assurer notre sécurité. La mécanique des contacts est au centre de cette problématique. Elle est à la jonction de la mécanique des solides et de la mécanique des fluides. Elle a pour but d'étudier les phénomènes qui se produisent à l'interface entre deux corps se transmettant une charge donnée. Le contact est source de perte d'énergie du fait des forces de frottement qui sont générées dans l'interface. Il est à l'origine de l'usure des pièces, ce qui engendre des problèmes de précision et de durée de vie. La défaillance d'un contact peut entraîner la casse du mécanisme entier, avec toutes les conséquences imaginables pour les utilisateurs du système.

La mécanique des contacts est particulièrement présente dans les moteurs à combustion. Les paragraphes suivants présentent le fonctionnement d'un moteur ainsi que les enjeux industriels actuels pour les constructeurs automobiles.

Le moteur à combustion

Fonctionnement

Les moteurs à combustion Essence et Diesel qui équipent la majorité des voitures aujourd'hui sont apparus à la fin du $19^{\text{ème}}$ et au début du $20^{\text{ème}}$ siècle. Depuis, ils ont connu un développement continuel qui a conduit à une amélioration du rendement, une baisse de la consommation de carburant

et d'huile, une baisse des émissions polluantes, etc. Ces progrès ont été réalisés aussi bien grâce aux progrès de la mécanique que de la chimie des lubrifiants et carburants.

Le moteur a pour but de transformer l'énergie issue de la combustion du carburant en une énergie cinétique de rotation. L'énergie chimique est libérée dans la chambre de combustion et provoque un mouvement de translation du piston. Un système bielle manivelle (bielle et vilebrequin) assure la transformation du mouvement de translation en un mouvement de rotation. La distribution avec l'arbre à cames et les soupapes assurent l'admission du carburant et de l'air nécessaire à la combustion, et l'échappement des gaz brûlés. Dans le carter se situent le vilebrequin et la réserve d'huile nécessaire à la lubrification de tous les contacts du mécanisme.

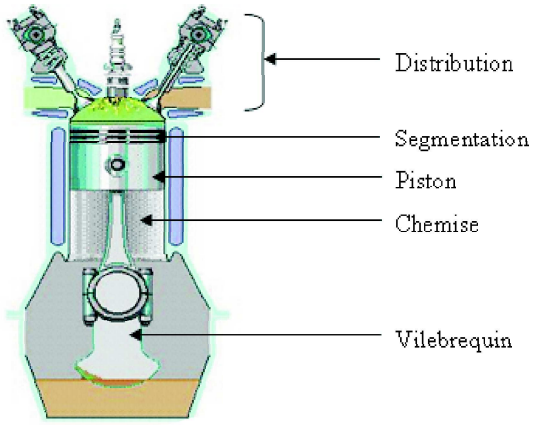


Fig. 1: *Coupe schématique d'un moteur essence monocylindre*

Les moteurs automobiles Diesel et Essence aujourd'hui sont dits 4 temps. Un cycle de fonctionnement correspond à deux tours de vilebrequin donc 2 montées et descentes de piston. Un rappel schématique de ce cycle est donnée figure 2.

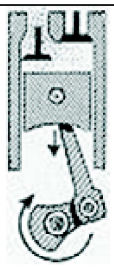
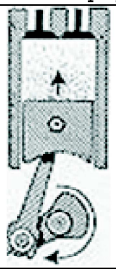
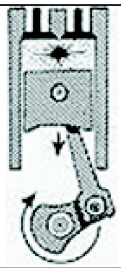
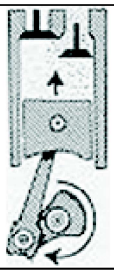
L'admission	**La compression**	**L'explosion**	**L'échappement**
Admission de l'essence, mélangée à l'air, dans la chambre de combustion	*Compression du mélange explosif air-essence, lors de la remontée du piston vers les soupapes*	*Explosion du mélange gazeux comprimé*	*Echappement des gaz résiduels de l'explosion vers l'extérieur du moteur*
			
1er temps	**2ème temps**	**3ème temps**	**4ème temps**

Fig. 2: *Les 4 temps d'un moteur à explosion à prémelange*

L'étude menée ici concerne le complexe segment - piston - chemise. Cet ensemble pose beaucoup de problèmes au niveau tribologique. En effet, le piston, avec ses segments, glisse dans le cylindre. La

segmentation assure la séparation entre la chambre de combustion et le carter. La lubrification de cet ensemble en devient encore plus compliquée.

Rendement et pertes par frottement

Depuis les années 1970 et les chocs pétroliers, les pays industrialisés désirent réduire leur consommation d'énergie. Pour les voitures, cela s'est traduit par une volonté de baisser la consommation de carburant. En effet, comme le montre la figure 3, seul 33% de l'énergie effectivement libérée par la combustion est transformé en énergie utile. Les pertes à l'échappement représentent 33%, les pertes calorifiques 23% et les pertes par frottement 10% de l'énergie libérée. Ainsi une réduction de 6% des pertes par frottement moteur équivaut à une réduction de la consommation de 1%.

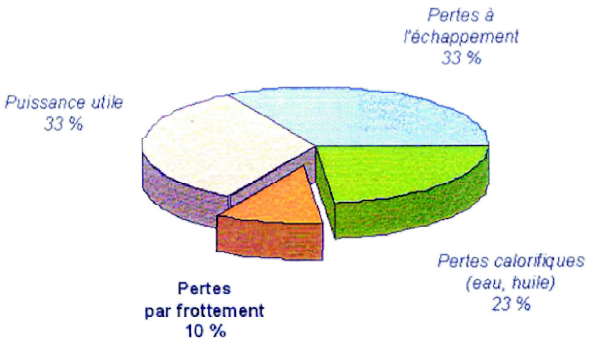


Fig. 3: *Répartition approximative de l'énergie fournie par le moteur*

Les pertes par frottement apparaissent au niveau de toutes les pièces mécaniques en contact. Trois principaux postes apparaissent, comme le montre la figure 4 : la distribution intervient pour 10%, la pompe à huile pour 10%, l'ensemble vilebrequin pour 20% et le complexe segment - piston - chemise pour 60% des pertes par frottement d'un moteur. L'étude du contact segment - chemise démontre ici tout son intérêt.

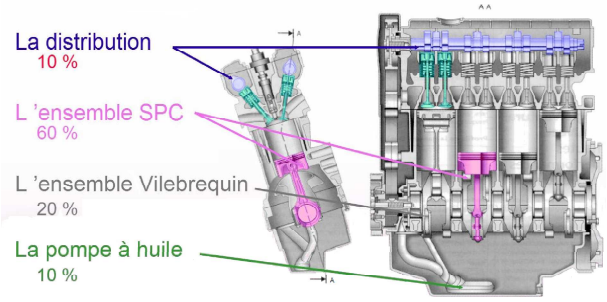


Fig. 4: *Répartition moyennée des pertes par frottement dans un moteur*

Contraintes environnementales

Le problème de la qualité de l'air est devenu aujourd'hui une des préoccupations principales des citoyens. Face aux crises de pollution à l'ozone et autres oxydes d'azote dans les grandes villes mondiales, les différents gouvernements (américains, japonais, européens) ont imposé des normes anti-pollution. En Europe, la première norme *Euro* est entrée en vigueur en 1993. Elle concerne le

monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azotes (NO_x), les hydrocarbures (HC) et les particules pour les moteurs diesel. Depuis lors, des sévérisation successives sont apparues, avec comme fil directeur la division par deux des émissions de chaque polluant au passage d'une nouvelle norme (voir figure 5). La dernière norme, *Euro IV* est entrée en vigueur le 1^{cr} janvier 2005, la prochaine est attendue pour 2009. Une voiture fabriquée en 2007 rejette en moyenne 90% de polluants en moins qu'une voiture produite en 1990.

Ces normes ont imposé l'installation de systèmes de dépollution, le plus célèbre étant le pot catalytique. Sur certains modèles diesel sont apparus les filtres à particules. Leur utilisation sera obligatoire lors du passage aux normes *Euro V*. Ces systèmes sont plus performants, plus complexes et coûtent plus cher. Aujourd'hui le système de dépollution sur un moteur diesel peut représenter la moitié du prix d'un moteur. Au passage des normes *Euro VI* (vers 2012), la situation sera encore pire, avec de systèmes de traitement particulier pour les oxydes d'azote. Renault a estimé que le coût du passage à *Euro IV* a été de 300 euros par véhicule, pour *Euro VI* le coût sera supérieur à 500 euros. Ces coûts peuvent être diminués grâce à une meilleure maîtrise de leur formation à la source, c'est à dire en chambre de combustion. Ceci n'est pas simple et implique généralement une augmentation de la consommation. De toute façon, les systèmes de dépollution seront plus que jamais obligatoires.

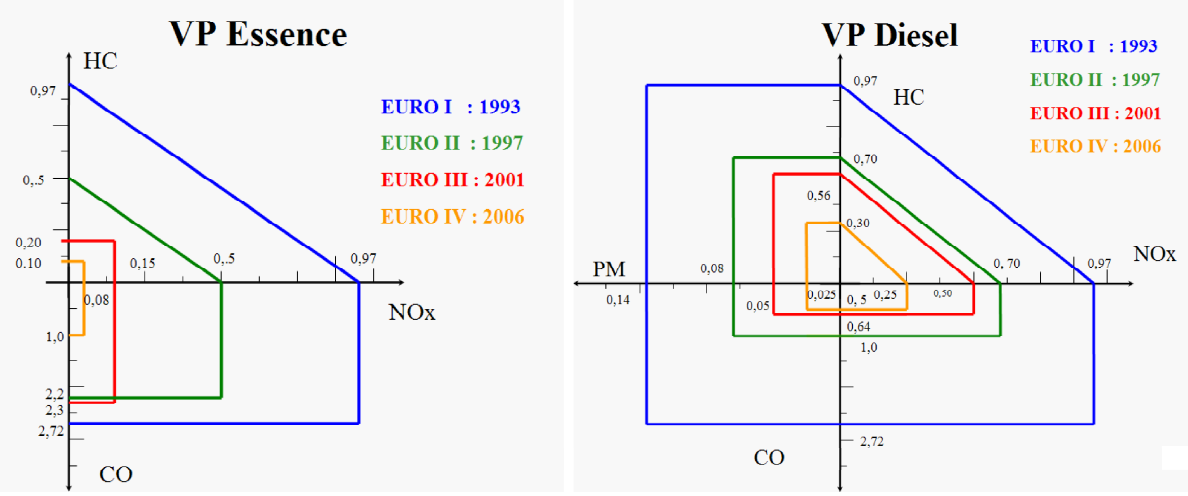


FIG. 5: *Normes Euro anti-pollution*

Le réchauffement climatique dû aux gaz à effet de serre tels que le dioxyde de carbone (CO_2) est le deuxième enjeux environnemental. Le transport routier en est un des premiers émetteurs. Les émission de CO_2 sont directement proportionnelles à la consommation du véhicule. En effet les hydrocarbures réagissent avec l'oxygène de l'air pour former du CO_2. Le seul moyen de réduire ces émissions est donc d'abaisser la consommation, ce qui est également un argument de vente. La commission européenne a fixé pour objectifs en 2008 des émissions de 140 g/km en moyenne sur le parc de véhicules vendus du constructeur. Fin 2005, les constructeurs étaient au dessus de 140g/km, par exemple PSA à 149.9 g/km et Porsche à 297 g/km. Ces objectifs ne seront donc pas tenus, et actuellement la commission planche sur une norme à appliquer en 2012. On parle d'un seuil limite de 130g/km en moyenne pour la gamme de véhicules du constructeur. Les modalités précises seront connues d'ici quelques mois.

Ces critères environnementaux sont contradictoires. L'utilisation d'un *FAP* impose des phases de régénération pendant lesquelles la consommation en carburant et donc les rejets de CO_2 augmentent.

Le système de traitement des NOx de Toyota (Moteur 2.2l D-CAT) comprend un $5^{\text{ième}}$ injecteur de gasoil dans l'échappement qui ne sert qu'à réchauffer les gaz d'échappement, ce qui engendre en moyenne une surconsommation de 0.5l/100km. De plus, tous ces systèmes sont très sensibles à la qualité du carburant et des composants des huiles moteur : les additifs contenant du soufre, du phosphore etc... dégradent leur fonctionnement. Le travail de recherche des constructeurs automobiles concerne donc aussi bien les systèmes de post-traitement que la combustion moteur et les pertes par frottement pour pouvoir à la fois abaisser les émissions polluantes et la consommation des véhicules.

Enjeux Industriels

Les constructeurs automobiles sont aujourd'hui confrontés à une concurrence exacerbée. Les moyens de production en Europe sont supérieurs à la demande actuelle des clients. Le rythme de renouvellement des gammes de véhicules s'accélère, les temps de conception doivent diminuer. Les consommateurs achètent souvent les voitures par effet de mode, il est classique de voir décliner les ventes d'un modèle dès sa $2^{\text{ème}}$ année de production.

Les consommateurs exigent aussi des voitures de mieux en mieux équipées, plus confortables, procurant plus de plaisir de conduite et satisfaisant aux tests de sécurité (crash tests effectués par l'organisme EuroNCap). Les moteurs doivent être plus performants pour un meilleur plaisir de conduite et pour supporter l'augmentation de poids due aux renforcement des structures et aux équipements. Ainsi, par exemple, dans le segment des petites voitures, une Peugeot 207 est en moyenne 150 kg plus lourde qu'une 206.

Enfin les constructeurs doivent respecter les normes environnementales sous peine de ne pas pouvoir commercialiser ses véhicules et de tenir les objectifs en terme de consommation et donc d'émission de CO_2 sous peine de devoir payer des taxes supplémentaires dans le futur. Le respect de l'environnement devient aussi un argument de vente fort.

Avant de mettre au point des systèmes révolutionnaires tels que les piles à combustible, les constructeurs doivent continuer à améliorer les performances des moteurs à combustion interne. Le système segment - piston - chemise est au coeur du problème. Il est le plus gros pourvoyeur de pertes par frottement, donc de consommation de carburant. Il est au coeur de la problématique de la consommation de l'huile, donc de la dégradation des systèmes de post-traitement. Parmi les élements du système SPC, la chemise, et plus particulièrement son état de surface joue un rôle primordial dans ces deux phénomènes. Il est aujourd'hui devenu possible d'imposer l'état de surface et même d'imaginer de nouvelles microgéométries grâce aux nouvelles techniques telles que le gravage laser. Le but recherché est de réaliser le meilleur compromis possible entre consommation de carburant et consommation d'huile.

Le premier chapitre présentera une étude bibliographique, incluant l'état de l'art dans la tribologie, les connaissances sur le système segment piston chemise et les études sur la texturation des surfaces.

Le second chapitre se concentrera sur la simplification du problème et la modélisation du contact segment chemise en un contact linéique.

Le troisième chapitre résumera les méthodes numériques utilisés.

Le quatrième chapitre montrera l'effet de plusieurs microgéométries des surfaces sur des paramètres essentiels que sont la hauteur de film d'huile dans le contact et le coefficient de frottement.

Enfin le dernier chapitre concerne un phénomène essentiel dans la lubrification du contact segment-chemise : la sous-alimentation variable en lubrifiant.

Chapitre 1

Etude Bibliographique

La lubrification de l'ensemble segment - piston - chemise (SPC) met en jeu des phénomènes complexes. Avant d'aborder l'étude de la texturation des surfaces et son influence sur un contact lubrifié, il est nécessaire de récapituler l'état des connaissances dans quelques domaines clefs. Ainsi, trois thèmes sont abordés. Tout d'abord, un historique de la lubrification des contacts hydrodynamiques et elasto-hydrodynamiques ainsi qu'un rappel des différentes approches de la lubrification de surfaces rugueuses doivent permettre de situer l'étude par rapport à l'ensemble de l'univers scientifique. Une deuxième partie s'intéresse plus particulièrement à l'ensemble SPC avec une présentation générale de la dynamique de la segmentation, les spécificités de sa lubrification et l'origine de la consommation d'huile moteur. Enfin, une troisième partie expose les différentes études, les différentes applications et l'état de l'art chez les constructeurs automobiles sur la texturation (laser ou autre) des surfaces des chemises et leur lubrification.

1.1 La Lubrification

1.1.1 Origines

La tribologie, ou mécanique des contacts, telle que nous la connaissons aujourd'hui, a ses origines dans la deuxième moitié du $19^{ème}$ siècle. Différents chercheurs vont peu à peu mettre en évidence les quatres phénomènes qui caractérisent la lubrification dite "élastohydrodynamique :

- En 1883, Tower [TOW 83] au Royaume Uni et Petrov [PET 83] en Russie montrent expérimentalement l'existence d'un film d'huile entre deux surfaces d'un dispositif similaire à un palier hydrodynamique. En 1886, Reynolds [REY 86] s'intéresse à l'écoulement d'un film mince visqueux pour expliquer ces résultats. En introduisant quelques hypothèses (film mince, forces d'inertie négligeables devant les forces visqueuses...), il simplifie les équation générales de la mécanique des fluides, dites équations de Navier-Stokes, et dérive l'équation qui porte aujourd'hui son nom. Elle traduit la conservation de la masse dans l'écoulement et relie le champ de pression dans le film d'huile à la cinématique des surfaces.

- Quelques années plus tôt, Hertz [HER 81] avait, en 1881, étudié le contact sec entre deux solides semi-infinis. Il a établi une solution analytique de la pression et des déformations élastiques pour le contact linéique unidimensionnel. Les déformations pour le problème bidimensionnel seront établies par la suite.

- Un autre phénomène a été mis en évidence à la fin du 19ème siècle : la piezoviscosité des lubrifiants. C'est l'augmentation de la viscosité avec la pression, qui peut être de plusieurs ordres de grandeur aux pressions supérieures à 1 GPa. Barus [BAR 93] établit en 1893 la première loi de piezoviscosité et exprime la viscosité comme une fonction exponentielle de la pression.

- Enfin, en 1966, Roelands [ROE 66] propose une nouvelle relation, plus complexe mais également plus précise et plus proche des résultats expérimentaux. A cet effet, il faut ajouter la compressibilité du lubrifiant. La masse volumique peut augmenter de 30% par rapport aux valeurs à la pression ambiante, comme le montre la relation établie par Dowson et Higginson en 1966 [DOW 66].

La théorie de la lubrification élastohydrodynamique (EHD) repose sur ces 4 phénomènes : l'écoulement de films minces visqueux décrits par l'équation de Reynolds, la déformation des surfaces, la piezoviscosité et la compressibilité du lubrifiant. En effet, quand en 1916 Martin [MAR 16] et Gümbel [GüM 16] appliquent l'équation de Reynolds seule pour calculer l'épaisseur du film de lubrifiant séparant les dentures d'un engrenage, ils trouvent des épaisseurs de film beaucoup plus faibles que les rugosités des surfaces. Ce résultat et irrecevable car la durée de vie des pièces est très importante. Ce n'est qu'au moment de la 2ème guerre mondiale que Ertel [ERT 39] et Grübin [GRU 49] prennent en compte les 3 phénomènes et formulent une expression analytique satisfaisante de l'épaisseur de film. Ils obtiennent des épaisseurs de film bien supérieures aux résultats précédents et donc bien plus réalistes. La formulation élastohydrodynamique est donc nécessaire dès que les pressions dans les contacts deviennent supérieures à 100 Mpa, ce qui est le cas dans les roulements, engrenages ou encore au niveau du contact came poussoir dans la distribution des moteurs. Elle est composée d'un système de 3 équations non-linéaires (équation de Reynolds, équation de déformation des surfaces et équation d'équilibre entre la charge imposée au contact et l'intégrale des pressions dans le film d'huile) couplées aux équations de piezoviscosité et de compressiblité du lubrifiant.

La lubrification hydrodynamique (HD) est caractérisée par de faibles pressions de contact (100 Mpa maximum) et donc par l'absence de déformation des surfaces. Les effets de piézoviscosité et la compressibilité du lubrifiant sont négligeables. L'équation de Reynolds couplée à l'équation d'équilibre de la charge est suffisante pour décrire les phénomènes physiques. Ce type de contact est caractéristique des paliers fluides (paliers de vilebrequin par exemple), du contact piston chemise (comme nous le verrons dans la partie 2 du chapitre), etc...

1.1.2 Le contact HD et EHD lisse suralimenté

De nombreuses études numériques du contact HD et EHD ont été menées durand la seconde moitié du 20ème siècle. Généralement des méthodes itératives directes sont utilisées. En 1959, Dowson et Higginson [DOW 59] résolvent numériquement le problème EHD linéique (1D). Quelques années plus tard, Hamrock et Dowson [HAM 76, HAM 77a] étendent la solution au problème EHD ponctuel (2D). Ils décrivent les variation de l'épaisseur centrale et minimale du film d'huile en fonction de paramètres fonctionnels. Pour le problème HD, on peut citer les travaux de Dalmaz et Godet [DAL 73] ou de Brewe [BRE 79]. Ces travaux fournissent les premiers outils de calcul de l'épaisseur du film d'huile dans les différents types de contacts, permettant ainsi de prédire les risques de défaillance des mécanismes.

La résolution numérique directe du problème HD et EHD présente rapidement des problèmes de temps de calcul, de convergence ou de stabilité des schémas de calcul. Pour accélérer l'obtention de la solution, Lubrecht [LUB 87a, LUB 86, LUB 87b] applique la méthode multigrille (explication détaillée dans le chapitre 3). Elle a été auparavant introduite et developpée par Brandt [BRA 84]. Il développe également la technique "MultiLevel-MultiIntegration" qui permet de calculer rapidement la déformation des surfaces. Puis en 1991, Venner [VEN 91] améliore la stabilité de l'algorithme de calcul et combine les deux méthodes. Les techniques multigrilles sont détaillées dans le livre de Venner et Lubrecht [VEN 00]. Ces travaux ont permis d'aboutir aux formules dites de Moes et Venner 1d et 2d [LUB 02] qui prédisent l'épaisseur centrale dans un contact linéique et ponctuel suralimenté dans toutes les conditions de fonctionnement (HD et EHD, avec ou sans piézoviscosité). Les résultats sont exprimés en fonction d'un nombre minimal de paramètres adimensionnés [MOE 92], permettant ainsi des études paramétriques simplifiées.

La mise en évidence expérimentale de la forme des contacts EHD et la mesure des épaisseurs de film a été rendue possible par le développement des méthodes d'interférométrie optique. Gohar et Cameron [GOH 67] puis Wedeven *et al.* [WED 71] en 1971 sont parmi les premiers à exploiter cette technique. Elle a permis de valider les formules de prédiction d'épaisseur de film et est aujourd'hui largement utilisée.

1.1.3 La sous-alimentation en lubrifiant

Les résultats présentés précédemment sont valables pour des contacts suralimentés. Cependant, une grande partie des applications fonctionnent en régime sous-alimenté. Un contact est dit suralimenté si l'épaisseur du film au centre du contact est indépendante du volume de lubrifiant situé dans son entrée. Par contre pour un contact sous-alimenté, même de très faibles variations de la quantité de lubrifiant ont une répercussion directe sur l'épaisseur centrale de film.

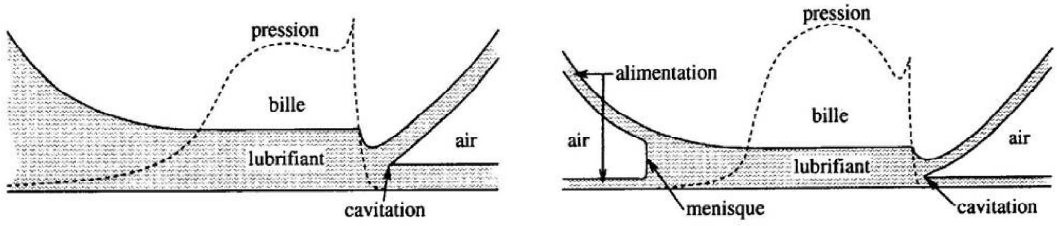


Fig. 1.1: *Représentation schématique du profil de pression et du film de lubrifiant dans un contact pontuel EHD suralimenté (gauche) et sous-alimenté (droite). D'après Damiens [DAM 03].*

La figure 1.1 montre une coupe schématique de la distribution de lubrifiant et du champ de pression pour un contact EHD dans les 2 régimes de lubrification. On voit que la zone de pression est réduite et que le ménisque d'entrée est situé beaucoup plus près du centre du contact en cas de sous-alimentation. L'épaisseur de film centrale est aussi réduite. Les photos de la figure 1.2 représentent les épaisseurs de film obtenus par interférométrie optique pour un contact EHD ponctuel. Elles mettent en évidence le déplacement du ménisque d'entrée vers la zone centrale du contact dans le cas sous-alimentée. Ce phénomène a été mis en évidence par Wedeven [WED 71] en 1971.

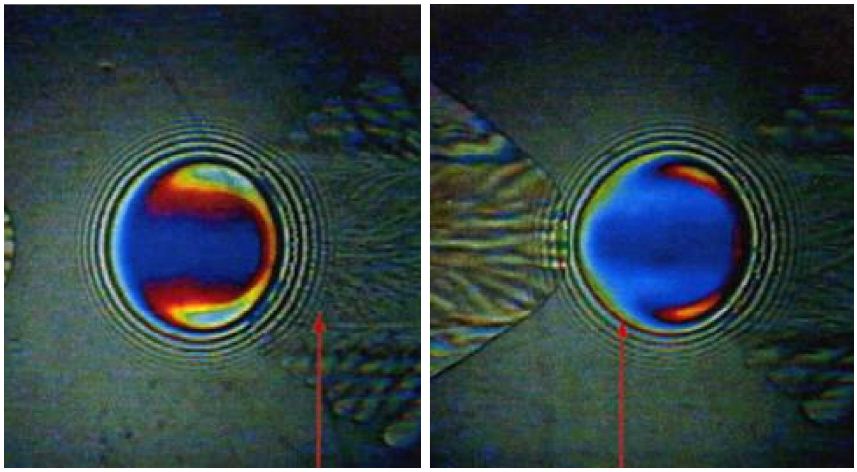


Fig. 1.2: *Photo obtenue par inteférométrie optique dans un contact pontuel EHD suralimenté (gauche) et sous-alimenté (droite). Dans ce dernièr cas, le ménisque atteint l'entrée du contact. D'après Damiens [DAM 03].*

La sous-alimentation apparaît dans les études numériques dès 1970 avec les travaux de Wolverdige *et al.* [WOL 71] sur la lubrification des contact linéiques en régime HD. D'autres suivront, comme les travaux de Brewe *et al.* [BRE 82] en hydrodynamique ou Hamrock *et al.* [HAM 77b] pour le contact ponctuel EHD. Brewe établit une relation entre l'épaisseur minimale de film et le degré de sous-alimentation pour un contact linéaire.

Dans les premières études, le degré de sous-alimentation est déterminé par la position du ménisque d'entrée. Une façon plus directe est de caractériser la sous-alimentation par l'épaisseur de film de lubrifiant présente sur les surfaces en amont de la zone en pression. Cette méthode doit s'accompagner d'un algorithme de détermination automatique de la position et de la forme de ce ménisque, comme l'algorithme d'Elrod *et al.* [ELR 74, ELR 81]. Cette approche est utilisée par Chevalier *et al.* [CHE 96, CHE 95, CHE 98] pour les contact ponctuels HD et EHD. Il détermine l'épaisseur de film centrale en fonction des conditions de fonctionnement (viscosité, vitesse, charge...) et du degré de sous-alimentation. Celui ci est défini comme le rapport entre l'épaisseur de lubrifiant en amont du contact et l'épaisseur centrale pour le cas suralimenté correspondant. Il met également en évidence l'importance de la taille du domaine de calcul : la frontière du domaine de calcul doit être suffisamment éloignée du centre du contact pour ne pas imposer la position du ménisque d'entrée. Le contact HD y est particulièrement sensible. Damiens *et al.* [DAM 03, DAM 04] continuent ces travaux et étend les formules au contact EHD elliptique. Il étudie également la réduction d'épaisseur lors passages successifs sur la piste de contact, comme dans un roulement à bille. Ainsi, il est possible de comprendre les phénomènes dans les applications réelles, comme par exemple les défaillances des roulements de boite de vitesse causées par la sous-alimentation. Cependant, ces expressions d'épaisseur centrale de film reste encore difficilement utilisables en pratique. En effet l'épaisseur de film en amont du contact est très difficilement mesurable car les techniques interférométriques ne sont encore efficaces pour la mesure d'épaisseur que si une surface métallique réfléchit la lumière et non un ménisque air-huile.

Chevalier et Damiens introduisent également la notion de sous-alimentation locale en lubri-

fiant. En effet, les études classiques considèrent que la couche de lubrifiant située en amont du contact est homogène transversalement et longitudinalement. Or cette hypothèse n'est pas toujours vérifiée, par exemple, dans les roulements, la réalimentation entre les passages successifs des billes et la forme de la cage rendent le film d'huile non homogène. Chevalier *et al.* [CHE 95] montrent le profil de lubrifiant dans le contact pour des oscillations sinusoïdales longitudinales de la couche de lubrifiant. L'amplitude des oscillations diminue dans le contact, les zones faiblement alimentées sont réalimentées et le profil de pression est grandement perturbé. Damiens établit une courbe de prédiction de la réalimentation en huile entre l'entrée et la sortie du contact. Popovici [POP 05] s'intéresse aux oscillations transversales de l'épaisseur du film d'huile et relie les déformations induites des surfaces aux amplitudes d'oscillation de la couche de lubrifiant en amont du contact. Ils montrent que la longueur d'onde et le degré de sous-alimentation sont deux des paramètres essentiels dans le phénomène de réduction des amplitudes d'oscillation.

Ces études sont faites exclusivement en régime EHD pour un contact ponctuel. Dans d'autres applications comme le contact segment chemise, l'alimentation en lubrifiant n'est également pas uniforme. Mais dans ce cas, le contact travaille majoritairement en régime HD. L'influence de ce type d'alimentation sur un contact HD reste à explorer.

1.1.4 Rugosité des surfaces et frottement

1.1.4.1 Géometrie réelle des surfaces

Toute surface industrielle présente une microgéometrie particulière appelée rugosité, due principalement au procédé d'usinage mais aussi aux propriétés des matériaux. Cette rugosité a une influence non négligeable sur les performances d'un contact lubrifié, en particulier lorsque la hauteur du film d'huile est du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film d'huile. La figure 1.3 présente une mesure interférométrique 3D et une coupe d'une surface de chemise de moteur à combustion. On voit apparaître des stries d'usinage qui se traduisent par des creux et des bosses plus ou moins marqués. On peut aussi tracer un profil de rugosité à l'aide d'un rugosimetre 2D équipé d'un stylet.

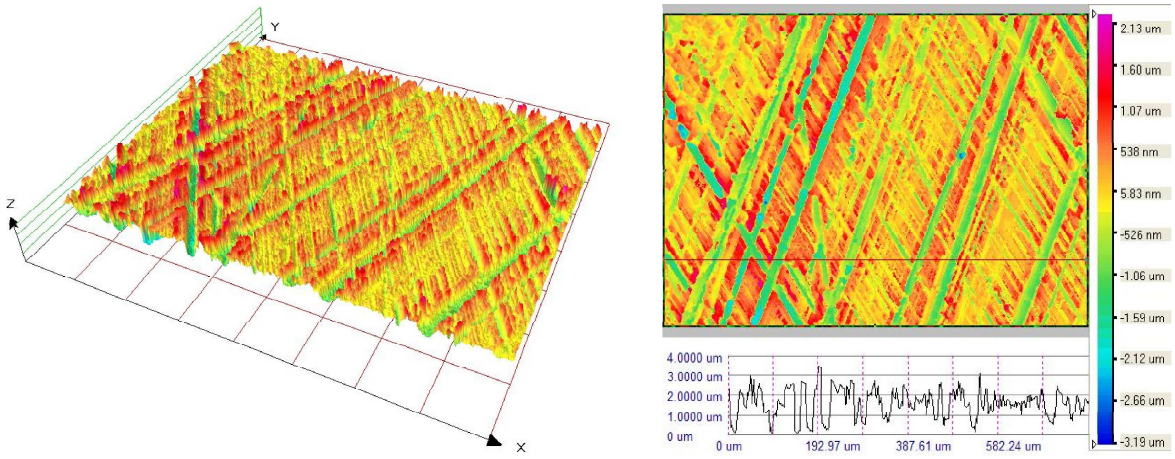


Fig. 1.3: *Vue 3D et profil d'une surface de chemise de moteur*

Pour caractériser les surfaces, on peut déterminer des paramètres statistiques à partir d'un profil de rugosité ou d'une image 3D. Les plus couramment utilisés sont :

- z_o : position de la ligne moyenne des aspérités. Elle sert de base pour les calculs d'épaisseur de film d'huile entre 2 surfaces.
- R_a : hauteur moyenne des aspérités sur la longueur du profil
- R_q : hauteur moyenne quadratique des aspérités

Il est également possible de tracer la courbe d'Abott-Firestone, qui représente le taux de portance de la surface pour une hauteur donnée. Elle permet de déterminer les paramètres suivants (figure 1.4) :

- R_{pk} : hauteur moyenne des pics saillants
- R_k : profondeur du profil écrêté. Ce critère défini la hauteur efficace des rugosités.
- R_{vk} : profondeur moyenne des creux. Ce critère défini le volume des réserves d'huile.
- M_{r1} : taux de portance minimum
- M_{r2} : taux de portance maximum
- V_o : volume de retention de lubrifiant

La définition précise de ces paramètres est donnée dans la norme DIN 4776.

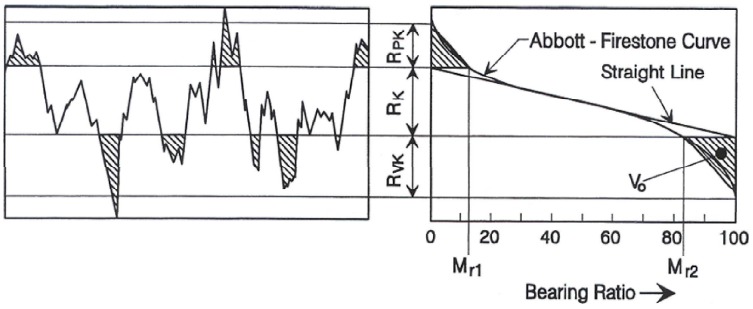


Fig. 1.4: *Courbe d'Abott Firestone*

Ces paramètres décrivent mieux qu'une simple moyenne arithmétique une surface présentant, par exemple, des creux importants et des pics très peu marqués, comme c'est le cas pour les surfaces des chemises des moteurs. Cependant toutes ces méthodes sont basées sur des considérations statistiques et ne sont donc pas adaptées si la microgéométrie d'une surface est parfaitement définie.

1.1.4.2 Le frottement

Lorsque la vitesse de deux surfaces en contact est différente, le rôle du lubrifiant est d'accommoder cette différence de vitesse. Des contraintes de cisaillement apparaissent et engendrent une résistance au glissement appelée force de frottement. De plus, si l'épaisseur de film d'huile est insuffisante, les deux surfaces interagissent et des zones de frottement "sec" apparaissent. La force de frottement a donc deux origines : le cisaillement du fluide visqueux et les interactions entre les aspérités des surfaces en contact. Le coefficient de frottement est le rapport entre cette force de frottement et la charge appliquée au contact.

On défini généralement trois régimes de lubrification (voir figure 1.5) :

- régime limite : la charge est supportée entièrement par les contacts entre aspérités.
- régime mixte : la charge est supportée conjointement par les aspérités et par le film d'huile dans le contact.
- régime film complet : le film de lubrifiant sépare complètement les surfaces et la charge est entièrement supportée par le film d'huile.



FIG. 1.5: *Les régimes de lubrification limite, mixte et de film complet.*

Une façon commune de caractériser le coefficient de frottement en fonction des paramètres de fonctionnement est de tracer une courbe dite de "Stribeck" ([STR 02]). Les conditions de fonctionnement sont généralement traduites par le nombre de Sommerfeld S :

$$S = \frac{\text{viscosité} * \text{vitesse}}{\text{rayon de courbure} * \text{pression dans le contact}}. \tag{1.1}$$

Pour un contact donné, la courbe est obtenue, par exemple, en augmentant progressivement la vitesse (figure 1.6). Pour les faibles valeurs de S, le coefficient de frottement est constant (égal à environ 0.15 pour 2 surfaces métalliques et de l'huile additivée), la charge est entièrement supporté par les aspérités des surfaces (figure 1.5). Puis l'épaisseur de film augmente progressivement, les interactions entre aspérités et le coefficient de frottement diminuent. Le contact travaille en régime mixte. Quand les interactions deviennent peu nombreuses, le coefficient de frottement atteint une valeur minimale et le contact passe en régime de film complet. Dans ce régime, le frottement, d'origine visqueux, est légèrement croissant avec S. La transition s'effectue lorsque la hauteur de film est supérieure à 3 σ (de la rugosité).

Une des conséquences néfastes d'un fonctionnement en régime limite ou mixte est l'usure importante des pièces. Le contact direct entre aspérités génère l'arrachement progressif de particules de matières des surfaces en contact. On peut y remédier en utilisant des huiles contenant des aditifs anti-usure qui protège les surfaces en créant une couche adsorbée. D'autres additifs peuvent aussi diminuer le coefficient de frottement dans le régime limite. La durée de vie est également influencée par d'autres facteurs, comme le chargement cyclique d'un contact EHD qui peut provoquer l'apparition de fissures de fatigue.

1.1.4.3 Modélisation de l'influence des rugosités des surfaces

La rugosité de la surface induit un caractère transitoire aux problèmes HD et EHD. En effet, les rugosités sont discrètes et présentes sur des surfaces mobiles et donc la séparation des surfaces varie localement dans le temps. Il existe deux façons de prendre en compte la microgéométrie des surfaces :

- la méthode statistique : une répartition statistique des hauteurs d'aspérités est utilisée.
- la méthode déterministe : la géométrie réelle de la rugosité est prise en compte.

Calcul de la charge supportée par les aspérités : méthode statistique

Le premier modèle pour calculer la charge supportée par les aspérités a été établit par Greenwood et Williamson [GRE 66] pour un contact sec entre un plan lisse et un plan rugueux avec une distribution gaussienne de la hauteur des sommets. Il considère la déformation élastique de chaque sommet, avec une indépendance totale entre deux sommets voisins. Ce modèle sera étendu au contact entre deux surfaces rugueuses et au contact ponctuel par Greenwood et Tripp [GRE 71, GRE 71]. Ces

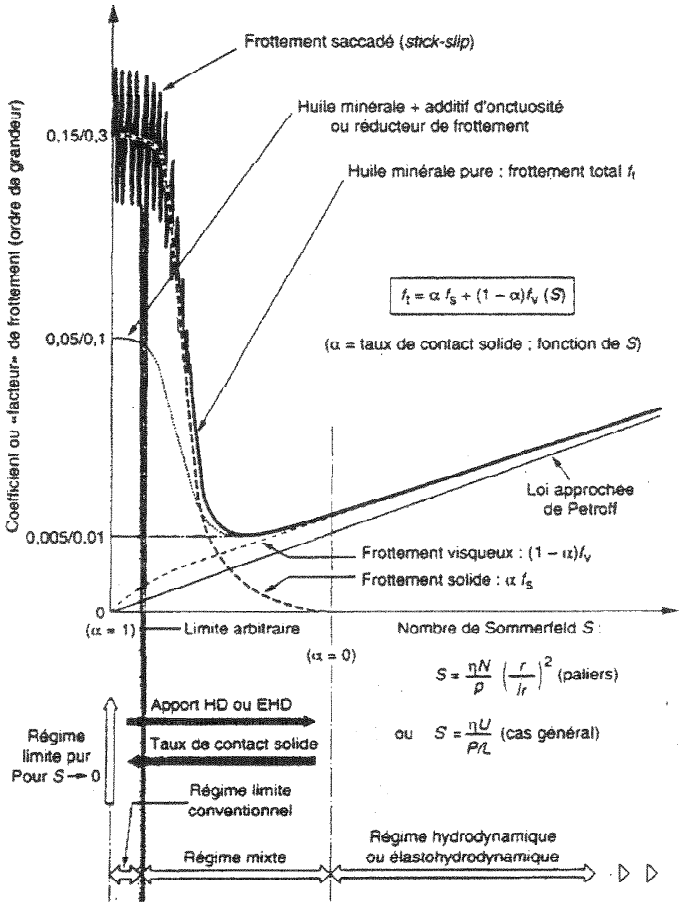


FIG. 1.6: *Courbe de Stribeck. D'après Stribeck [STR 02]*

modèles relient l'aire réelle de contact, la pression moyenne de contact entre aspérités et le nombre de contacts en fonction de la hauteur moyenne des sommets, leur pente moyenne et leur densité et des propriétés des matériaux. Il n'est valable que pour des très faibles rapports entre aire réelle et aire apparente de contact (quelques pourcents).

Par la suite, de nombreuses études vont essayer de combler les défauts de ce modèle. La déformation plastique des aspérités, qu'on peut facilement concevoir, est introduite par Johnson et Greenwood [JOH 72]. Cependant ces premiers modèles ne respectent pas la condition de conservation du volume. Chang *et al.* [CHA 87] établit en 1987 un modèle de type Greenwood Williamson avec l'hypothèse de conservation du volume. D'autres hypothèses sont remises en cause, comme la distribution gaussienne des hauteurs des sommets [MCC 00] ou la forme circulaire et l'indépendance des sommets [GRE 06]. Ainsi, dans cette dernière publication, Greenwood remet lui même en cause son modèle original.

D'autres auteurs ont formulé différemment le contact élastique entre deux surfaces rugueuses, en se basant sur la distribution de la hauteur des aspérités obtenue directement à partir du profil de la surface. Le passage entre distribution des aspérités et des hauteurs des sommets est complexe et explicitée dans [MCC 86]. Bush et Gibson [BUS 75] ont établi un autre modèle et montré notamment la proportionnalité entre surface réelle de contact et pression moyenne du contact. Pour eux le paramètre essentiel est la pente des aspérités.

Ainsi, il existe aujourd'hui une multitude de formules pour calculer la pression moyenne entre les aspérités. Zavarise *et al.* [ZAV 03] ou encore Ciavarella *et al.* [CIA 06] les ont comparées. L'avantage

des formules originales de Greenwood est leur simplicité.

Les facteurs de flux

La rugosité des surfaces influence l'écoulement du lubrifiant. L'une des premières methodes statistique est développée par Patir et Cheng [PAT 78] en 1978. Ils introduisent des "facteurs de flux" dans l'équation de Reynolds qui traduisent les perturbations induites par les aspérités. Ces facteurs de flux concernent aussi bien l'écoulement de Poiseuille que de Couette. En 1979, ils développent de la même façon un facteur de flux spécifique au calcul de forces de cisaillement dans le fluide [PAT 79]. Cette méthode a été notamment appliquée par Tripp [TRI 83] pour la lubrification HD. Plus récemment, Salant *et al.* [PAY 92, HAR 01, HAR 02] ont étendu le modèle en introduisant une équation de Reynolds "généralisée". Il distingue la macrocavitation (au sens d'Elrod [ELR 74]) de la cavitation interaspérités et formule un nouveau facteur de flux. Ainsi, la micro-cavitation interaspérités n'est pas directement visible. Il montre une augmentation de la portance due à cette microcavitation.

Les facteurs de flux peuvent être déterminés pour différents types de surfaces à partir de simulations numériques de flux à travers des patches spécifiques. Ainsi Jocsac *et al.* [JOC 06] calcule ces facteurs pour une surface de chemise moteur qui prend en compte les différents angles de rodage. Cependant cette méthode est basée sur la statistique et n'est pas utilisable lorsque la microgéometrie de la surface est déterministe.

Ces méthodes montrent l'influence moyenne des aspérités sur l'écoulement mais ne prennent pas en compte les contacts directs entre aspérités. Ils peuvent se produire localement aussi bien en lubrification HD qu'EHD. Pour cette dernière application, la méthode des facteurs de flux est encore plus difficile à cause de la déformation spécifique des rugosités. En effet pour calculer les facteurs de flux, il faut tenir compte de la déformation des aspérités, laquelle est elle même dépendante de la pression dans le contact et donc des facteurs de flux.

Déformation de la rugosité en regime EHD

La déformation des rugosités d'un contact EHD peut se faire soit de manière déterministe, soit en décomposant les profils des surfaces en harmoniques élémentaires. Les calculs avec des profils mesurés sont devenus possibles grâce aux progrès de l'informatique. On peut donner en exemple les travaux de Xu *et al.* [XU 96] ou Zhu *et al.* [ZHU 97].

Cependant, il est difficile de donner des tendances générales avec ce type de travaux. Lubrecht et Venner [LUB 99] numériquement et Hooke *et al.* [HOO 00] analytiquement ont développé les courbes dites de réduction d'amplitude des rugosités harmoniques. Ainsi, en décomposant la surface, il est possible de déterminer la déformation de chaque harmonique et de remonter à la déformation de la surface réelle. Ces études ne prennent pas en compte le contact direct interaspérités.

Contact Mixte

Le contact mixte est caractérisé par la présence de microcontacts "secs" interaspérités dans la zone en pression. Ainsi une partie de la portance du contact est assurée par les aspérités et l'autre par l'effet hydrodynamique. Les premiers modèles prenant en compte les deux effets ont été de types stochastique. Ils utilisaient simultanément les facteurs de flux de Patir et Cheng pour l'effet sur l'écoulement et le modèle de Greenwood et Tripp pour le contact interaspérité. On peut citer les travaux de Rohde [ROH 80] pour la lubrification segment-chemise ou de Zhu et Cheng [ZHU 88] en EHD. Cette méthode a très largement été utilisée pour la lubrification du contact segment chemise, comme nous le verrons dans la deuxième partie du chapitre.

La deuxième méthode pour prendre en compte la rugosité dans le contact mixte est déterministe. Le domaine de calcul est divisé en deux zones (contact lubrifié et contact "sec") et les pressions de contact "sec" et hydrodynamique sont calculées simultanément pour obtenir les déformations des surfaces. Dans ce domaine, on peut citer les travaux de Jiang *et al.* [JIA 99], Hu *et al.* [HU 00, HU 01] ou Zhao *et al.* [ZHA 01]. Cependant, Venner [VEN 05] a montré que la mise en oeuvre de ce genre de modèle doit se faire avec beaucoup de précautions. En effet, les hauteurs de film obtenus sont d'autant plus dépendant de la finesse de la discrétisation du domaine de calcul que les zones en pression sont petites. Ainsi, les multiples zones frontière entre contact "sec" et lubrifié doivent être traités avec soin. Les résultats ne deviennent valables que s'ils sont indépendants du nombre de points de discrétisation.

1.1.5 Le lubrifiant

Les lubrifiants automobiles sont composés d'une huile de base, minérale et/ou synthétique, et d'additifs. La proportion d'additif peut varier entre 2% et 25% pour les huiles dernière génération. L'huile remplit des rôles multiples dans un moteur à explosion :

- protéger les mécanismes contre l'usure en créant un film d'huile ou d'additifs entre les surfaces en contact
- réduire les pertes par frottement
- faciliter la mise en route des organes à toute température
- refroidir les zones chaudes tels que les pistons
- protéger les organes contre la corrosion
- nettoyer les surfaces et les circuits
- absorber les chocs et les vibrations
- etc...

Ainsi, la formulation des huiles est devenue aujourd'hui très complexe.

1.1.5.1 Propriétés des lubrifiants

Deux des propriétés les plus importantes des lubrifiants ont déja été citées dans le paragraphe 1.1.1, à savoir la piezoviscosité (augmentation de la viscosité avec la pression) et la compressibilité. Ces propriétés sont essentielles en lubrification EHD.

Viscosité et température

La viscosité d'une huile dépend également de la température. Naturellement, la viscosité diminue quand la température augmente. L'importance de la chute est caractérisée par l'"indice de viscosité" VI. Les huiles moteur sont en général multigrades, c'est à dire formulées de façon à réduire cette évolution. Elles sont classées par une norme SAE, par exemple 5 W 30, le 1^{er} chiffre représentant la viscosité à froid, le $2^{\text{ème}}$ à chaud. Une huile 5 W 30, aujourd'hui communément utilisée, a une viscosité cinématique d'environ 60 cSt à 40°C et 10 cSt à 100°C. Une formule habituellement utilisée pour décrire l'évolution de la viscosité cinématique ν avec la température est la formule de Vogel : $\nu = k \exp\left(\theta_1/(\theta_2 + T)\right)$, où k, θ_1 et θ_2 sont 3 constantes propres à chaque huile et T la température.

Influence du taux de cisaillement

Une autre propriété est le comportement de la contrainte de cisaillement de l'huile avec le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$: $\dot{\gamma} = \Delta u/h$, où h est l'épaisseur du film d'huile et Δu la différence de vitesse entre les deux surfaces. Les huiles sont classées en deux familles : fluides newtoniens et fluides non-newtoniens.

Un fluide dit **Newtonien** a sa contrainte de cisaillement τ qui croît linéairement avec le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$: $\tau = \eta\dot{\gamma}$, où η est la viscosité dynamique du lubrifiant. C'est le modèle le plus simple et le plus couramment utilisé. Il est à la base de la formulation de l'équation de Reynolds.

Un fluide est dit **non-newtonien** si la contrainte de cisaillement n'est pas proportionnelle au taux de cisaillement. Aux faibles taux de cisaillement, le fluide respecte l'hypothèse newtonienne. Par contre, si le taux de cisaillement dépasse une valeur de l'ordre de 10^4 à $10^7 s^{-1}$, la relation n'est plus linéaire. Généralement les modèles prévoient une contrainte limite de cisaillement que le lubrifiant ne peut pas dépasser. Différents modèles existent, comme le montre la figure 1.7, dont ceux de Ree-Eyring ou de Bair et Winer.

La dépendance des propriétés au taux de cisaillement peut aussi s'interpréter comme une diminution de la viscosité en fonction du taux de cisaillement. Aux faibles taux de cisaillement, la viscosité est constante, c'est le premier palier newtonien. Aux taux de cisaillement élevés, la viscosité est également constante, mais avec une valeur nettement inférieure, divisée par plus de deux. Différentes lois rhéologiques décrivent le passage d'un plateau newtonien à l'autre.

Cette propriété des lubrifiants est en partie due à la présence de polymères. Les longues chaînes se retrouvent alignées et/ou rompues aux taux de cisaillement élevés.

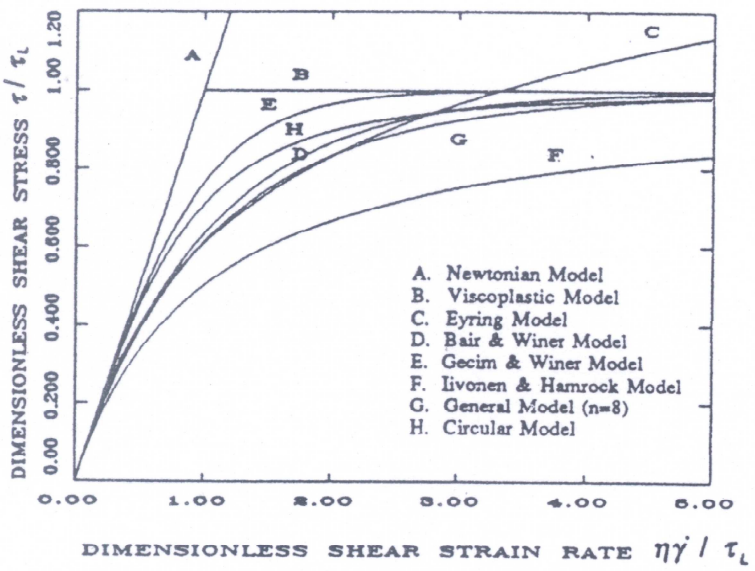


Fig. 1.7: *Différents modèles non-newtoniens D'après Lee et Hamrock [LEE 90]*

L'utilisation des modèles de fluide non-newtoniens implique l'utilisation des équation de Navier-Stokes ou d'une équation de Reynolds modifiée, comme par exemple les travaux de Jacod [JAC 02] ou de Chapkov [CHA 06], pour le calcul des épaisseurs de films d'huile et des pressions de contact. La mise en oeuvre du modèle est donc complexe. Certains travaux [MES 01] utilisent le modèle newtonien dans l'équation de Reynolds et les modèles non-newtoniens pour le calcul du frottement.

1.1.5.2 Les additifs

Les huiles moteur sont additivées pour améliorer leurs performances. On connaît plusieurs familles d'additifs :

– les viscosity index "VI" improvers : Ils permettent à l'huile d'être suffisament fluide à froid et

suffisament visqueuse à chaud : ils limitent la variation de la viscosité avec la température. Ce sont des longues molécules de polymères.
- additifs anti-usure et extrême pression : Ces additifs s'adsorbent sur la surface pour former un film de protection. On trouve dans cette famille le ZnDTP, les esters phosphoriques ou encore des polysulfures.
- additifs anti-frottement : ils réduisent les pertes par frottement. Ils agissent de la même façon que les précédents. On trouve le MoDTC, les alcools, le graphite...
- les additifs anti-oxydants : l'huile moteur est exposée aux hautes températures et aux gaz d'échappement. Ces conditions sont favorables à l'oxydation des chaînes carbonées en cétones, alcools, esters et acides, augmentant ainsi la viscosité de l'huile et favorisant la formation des suies. Les composés les plus utilisés sont les ZnDTP, les phénols substitués et les amines aromatiques.
- les additifs anti-corrosion : ils empêchent l'attaque des métaux ferreux, attaque due à l'action conjuguée de l'eau, de l'oxygène de l'air et de certains oxydes formés lors de la combustion.
- les détergents : ils évitent la formation de dépôts ou de vernis sur les parties les plus chaudes du moteur telles que les gorges des pistons.
- les dispersants : ils maintiennent en suspension toutes les impuretés solides formées au cours de fonctionnement du moteur : imbrûlés, gommes, boues, suies diesel, dépôts nettoyés par les détergents.
- les additifs de basicité : ils neutralisent les résidus acides de combustion des carburants, principalement sur moteur diesel.

Cette liste est non exhaustive. La formulation exacte du package d'additifs n'est généralement connue que des additiveurs. La principale difficulté de l'étude des additifs est l'impossibilité de prévoir à priori l'effet d'un mélange de deux ou plusieurs additifs.

La formulation des lubrifiants (huile de base et additifs) a évolué ces dernières années. Les intervalles de vidange ont considérablement augmenté, leur efficacité doit donc être beaucoup plus longue. De plus, l'apparition de nouveaux systèmes de dépollution tels que les filtres à particules (FAP) imposent une réduction du taux souffre, phosphore, zinc et autres métaux lourds. L'évolution des lubrifiants ces quinze dernières années a été décrite par Taylor [TAY 05].

1.1.6 Conclusion

Cette partie a présenté l'état de l'art général dans le domaine de la lubrification. Plusieurs points théoriques essentiels ont été rappelés : les régimes de lubrification, la sous-alimentation en lubrifiant et la caractérisation des surfaces en contact. Elle a permis de faire le point sur la modélisation de l'influence des rugosités, par le calcul des pressions interaspérités et la modélisation du régime de contact mixte. La compréhension de ce phénomène est encore aujourd'hui imparfaite. En terme de sous-alimentation variable, les études se sont consacrées jusqu'à présent que sur le régime EHD, très peu de travaux existent pour la lubrification hydrodynamique. Or c'est dans ce régime que fonctionne le contact segment chemise, comme nous allons le voir dans la seconde partie de ce chapitre.

Une description des propriétés des lubrifiants et de leur composition a également été faite. La présence des additifs est essentielle pour la longévité des pièces en contact et pour le maintient des performances du lubrifiant au cours du temps. Il est important de s'assurer qu'une quantité suffisante d'additifs arrive aux endroits sensibles des systèmes mécaniques.

1.2 Le système Segment-Piston-Chemise (SPC)

1.2.1 Présentation

1.2.1.1 Rôle de la segmentation

Le système piston-segment-chemise est au coeur d'un moteur à combustion. Le mouvement vertical du piston, avec la bielle et le vilebrequin, assure la transformation de l'énergie chimique libérée lors de la combustion du carburant en une énergie mécanique de rotation. En outre, la segmentation forme un joint dynamique entre la chambre à combustion et le carter moteur. Il doit empêcher le passage des gaz de la chambre à combustion au bas carter. Si le joint est imparfait, on assiste à une perte de pression dans la chambre de combustion lors de la compression et de l'explosion. Ainsi, le moteur perd de la puissance et du rendement et on assiste à une détérioration très rapide de l'huile dans le carter.

La segmentation doit également limiter le passage d'huile moteur dans la chambre de combustion tout en garantissant une lubrification correcte du contact segment-chemise. L'épaisseur du film d'huile entre le segment et la chemise doit être suffisante pour limiter les pertes par frottement et garantir une usure minimale. Les critères de consommation d'huile et pertes par frottement sont contradictoires, une plus grande quantité d'huile assurerait une meilleure lubrification. Le critère de consommation d'huile est devenu encore plus critique depuis l'obligation d'équiper les véhicules de systèmes de dépollution sensibles aux composants des additifs des huiles moteur.

1.2.1.2 Composition de la segmentation

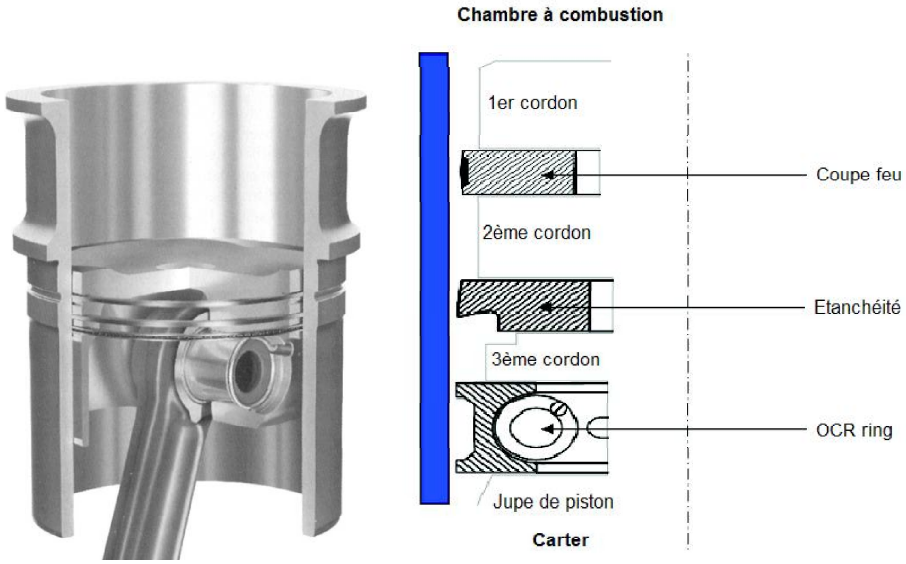


Fig. 1.8: *Schéma de la segmentation*

La segmentation est en général constituée de 3 segments. Ce sont (figure 1.8) :

– **le segment coupe feu** : il assure l'essentiel de l'étanchéité entre chambre à combustion et le carter. Il est soumis a des températures élevées et à des pressions de contact importantes lors de la combustion. Le profil de sa face en contact est en général de type arc de parabole. Sa tare

(force due aux déformations élastiques qui plaque le segment contre la chemise) est comprise entre 5 et 20 N suivant les moteurs.
- **le segment d'étanchéité** : il complète l'étanchéité des gaz et assure le raclage de l'huile vers le bas carter. Son rôle est de compléter l'action des deux autres segments. Son profil est en général triangulaire, avec sa face inférieure à peu près perpendiculaire à la chemise. La partie basse peut être chanfreinée. Sa tare est comprise entre 5 et 30 N suivant les moteurs.
- **le segment de contrôle d'huile (OCR)** : il régule l'épaisseur de lubrifiant sur la chemise. Il peut être de trois types : le segment rigide à double ("Twin Land") ou triple porté ou un "U-flex" (également à double porté mais avec une structure flexible). Ses deux portés sont parallèles à la chemise. Sa tare est comprise entre 10 et 60 N suivant les moteurs.

Pour assurer leur montage, les segments ne sont pas des tores complets, ils sont coupés. Il en résulte un jeu à la coupe. Celui-ci doit être le plus petit possible pour limiter le passage des gaz.

1.2.2 Modélisation de la segmentation

La modélisation des phénomènes mis en jeu est complexe. En effet, l'ensemble SPC subit l'effet du mouvement de la bielle, de son inertie, des transports gazeux.

1.2.2.1 Modèle dynamique

Le piston et ses segments sont entraînés par le mouvement de la bielle et du vilebrequin. En première approximation, la position et la vitesse de l'ensemble piston-segments sont celles d'un système bielle-manivelle. Les équations du mouvement du système bielle -manivelle sont données en annexe A.

La modélisation des passages de gaz entre les segments, la chemise et le piston et donc du calcul des pressions dans chaque cordon et derrière chaque segment est basée sur la mécanique des gaz parfaits. Taylor et Dowson [TAY 93] détaille ce modèle. A titre d'exemple, la figure 1.9 montre les pressions pour un moteur PSA HDI 1.6l (DV6) à 2000 tr/min à mi-charge. Dans ces conditions, une pression cylindre maximale de 90 bars est atteinte.

L'effet combiné du mouvement global, des pressions des gaz, de l'inertie et des jeux piston-chemise et segment-gorge conduisent à une dynamique et à des mouvements complexes des segments dans leur gorge. Taylor et Dowson [TAY 93] présentent un modèle physique du mouvement du segment (voir figure 1.10). Le segment est soit plaqué sur une des faces de la gorge soit flotte librement. Les forces qui plaquent le segment contre la paroi de la chemise (forces radiales) sont la force P_r due aux pression des gaz et T_s la tare du segment. Les pression P_u et P_l s'exercent sur la partie non mouillée de la face du segment plaqué contre la chemise. Finalement, la force radiale qui s'applique au segment s'écrit :

$$f_{ext} = P_r.S_r + 2\pi T_s - P_u.S_r - P_l.S_l \tag{1.2}$$

où S_x est la surface sur laquelle s'exerce la pression P_x. Cette force extérieure doit être compensée par la force de contact W_H composé des forces hydrodynamiques W_H et/ou des forces de contact interaspérités W_C.

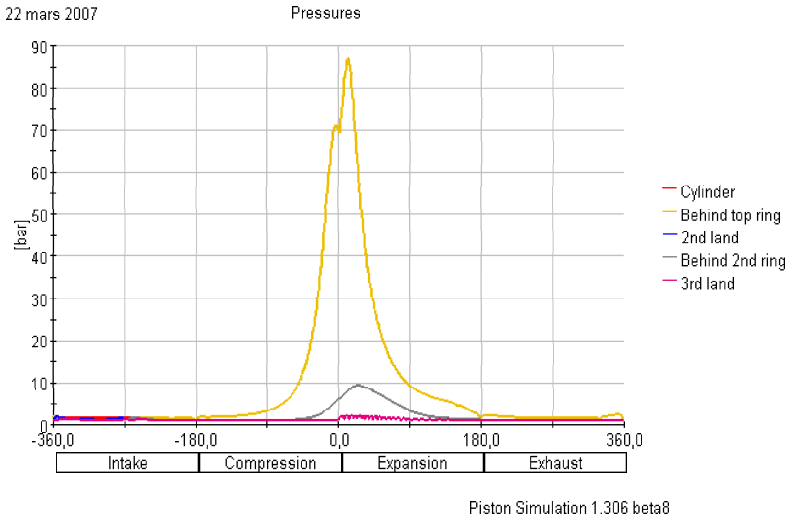


Fig. 1.9: *Pressions des gaz au niveau SPC pour un moteur HDI 1.6l (DV6) à 2000 tr/min à 50% de charge caculées par le code "Piston" du MIT*

On peut rajouter à ces effets les réactions sur les gorges, le twist naturel du segment... L'équilibre des forces de pression, d'inertie, des forces hydrodynamiques, etc... et l'équilibre des moments vont permettre de connaître la position exacte des segments à chaque instant.

1.2.2.2 Effets transitoires

Le modèle cité précédemment ou ses évolutions ont été très largement utilisés pour mettre en évidence des effets transitoires dans le mouvement des segments. Une étude a notamment été menée au MIT (Boston) par Tian [TIA 02a]. Il a défini les conditions favorables à un battement du segment dans sa gorge et au décollement du segment. Ces phénomènes sont provoqués par les différences de pressions entre les différents cordons. Barrell *et al.* [BAR 00] ont montré l'effet d'un battement du segment sur l'usure de la gorge.

Le mouvement des segments est aussi influencé par le mouvement secondaire (rotation autour de son axe) du piston. Tian *et al.* [TIA 00] s'intéresse à l'effet du basculement du piston sur le troisième segment. Gamble *et al.* [GAM 99] s'y étaient également intéressés. Ce mouvement secondaire modifie notamment l'alimentation en huile de la segmentation. Suivant le côté où il va être plaqué, il va racler le lubrifiant vers le carter et assécher une partie de la chemise. Il modifie également le comportement du troisième segment. Taylor *et al.* [TAY 04] a montré qu'il était possible de quantifier expérimentalement ces effets. D'autres études ont été faîtes ou sont en cours, elles ne peuvent pas toutes être citées ici.

1.2.3 La lubrification de la segmentation

De nombreuses études des contacts segment chemise ont été menées ces cent dernières années. La lubrification du "pack" de segmentation est complexe à cause :

- de l'alimentation particulière du système SPC,
- du couplage entre dynamique de la segmentation et contacts segment-chemise,
- des déformations thermiques des pièces en contact,

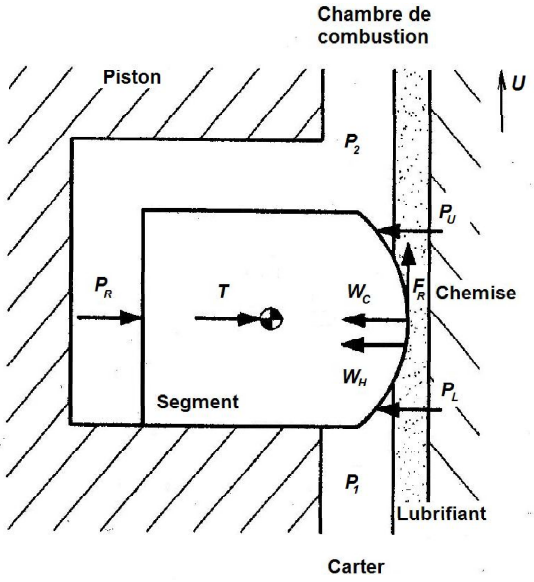


Fig. 1.10: *Forces appliquées au segment dans sa gorge*

– de la rugosité particulière des chemises.

1.2.3.1 L'alimentation en lubrifiant

L'alimentation en lubrifiant de la zone SPC se fait à partir de l'huile présente dans le carter. Elle se fait sur certains moteurs au moyen de gicleurs ou de pissettes dans la bielle, mais plus généralement uniquement au moyen des projections dues au barbotage du vilebrequin. Cette alimentation n'est pas du tout contrôlée et n'est pas uniforme sur la circonférence de la chemise. Les transports d'huile entre les segments sont également complexes. Les quantités d'huile qui se retrouvent au dessus de chaque segment dépendent de paramètres variés tels que la déformée du fût et du piston, la position des jeux à la coupe (les segments tournent dans leur gorge), la position du piston...

Tian [TIA 02b] montre que l'alimentation de la partie supérieure du fût n'est pas uniforme à cause de la dynamique de la segmentation. L'étude de Ma *et al.* [MA 97a, MA 97b] est un des seuls travaux 3D considérant une distribution variable de lubrifiant due à la déformée des fûts. Cependant, ils ne présentent que des résultats qualitatifs et ne prennent pas en compte la microgéométrie particulière de la surface d'une chemise.

Des techniques de mesure d'épaisseur de film d'huile ont été développées pour visualiser les transports de lubrifiant ([THI 03a, THI 03b]). Le bloc moteur est équipé d'une fenêtre transparente et l'épaisseur d'huile est mesurée au moyen de traceurs et de fluorescence laser. La mesure reste cependant locale.

1.2.3.2 La chemise

Il existe deux types de rodage classiques de chemise obtenus par tournage et pierrage :
– le rodage plateau : des sillons relativement profonds (1 à 2 μm) sont séparés par des plateaux. La répartition des hauteurs d'aspérités n'est pas gaussienne. La figure 1.3 montre une telle surface.
– le rodage type "peak surface finish" : la distribution des aspérités est gaussienne quand la

chemise est neuve. Mais à cause du rodage et de l'usure, la surface dérive rapidement vers une distribution de type plateaux.

Le mouvement de rotation et de translation pendant l'usinage forme une microgéométrie particulière sur ces types de surfaces. Des stries inclinées sont formées sur la surface et elles se croisent avec un angle particulier. Cet angle est classiquement compris entre 30° et 60°.

Les modèles de contact interaspérités de type Greenwood Tripp sont basés sur une distribution gaussienne des hauteurs des sommets. Les valeurs des paramètres tels que le R_q mesures par profilométrie des surfaces ne peuvent pas être utilisés tel quel. Visscher *et al.* [VIS 96] mais aussi Tian [TIA 02b] ont développé des méthodes de correction des paramètres de surfaces non-gaussiennes. Mais, il reste un dernier problème, la distinction entre distribution des hauteurs des aspérités (obtenue par mesure de surface) et des hauteurs des sommets considéré par Greenwood. Tomanik [TOM 05] a développé des formules d'approximation des paramètres nécessaires pour le modèle de Greenwood à partir des mesures 3D de distribution des aspérités. La plupart des modèles qui vont être présentés ci-dessous ne font cependant pas cette distinction.

1.2.3.3 Les modèles de frottement

La géométrie des segments permet d'approximer le contact segment-chemise par un contact linéique infiniment long. En 1974, Rohde [ROH 80] présente un modèle 2D de contact entre un segment et la chemise. Il utilise la méthode des facteurs de flux de Patir et Cheng [PAT 78, PAT 79] pour calculer les pressions hydrodynamiques et la théorie de Greenwood et Tripp [GRE 71] pour calculer la pression interaspérités. Pour l'équilibre de la charge, il combine pression hydrodynamique et pression de contact interaspérités. Radcliffe *et al.* [RAD 95] et Taylor *et al.* [TAY 95] présentent des modèles de frottement dans la segmentation complète et calculent les épaisseurs de film d'huile et le frottement tout au long d'un cycle moteur.

Les travaux de Tian *et al.* [TIA 96] au MIT à Boston ont également contribué à la compréhension du fonctionnement tribologique de la segmentation. En 2002 [TIA 02b], il présente un résumé de ses travaux sur le frottement et l'usure dans la segmentation. Il montre que le couplage entre frottement et la dynamique de l'ensemble SPC est très complexe. Il détaille également les régimes de fonctionnement du pack de segments.

D'autres études de la lubrification des contacts segment-chemise ont été faites. En 1995, Michail *et al.* [MIC 95a, MIC 95b] s'intéresse plus particulièrement à l'effet de la rugosité des surfaces. Il utilise la méthode des facteurs de flux de Patir et Cheng et montre que l'épaisseur de film d'huile est supérieure pour des stries transversales donc pour des angles de stries inférieurs à 45 degrés. Jeng [JEN 96] s'intéresse à l'usure et montre une tendance au scuffing des surfaces avec un rodage plateau. Yang [YAN 96a, YAN 96b] introduit la rigidité circonférentielle des segments.

Plus récemment, Bolander, Sadeghi *et al.* [BOL 05] utilisent l'équation de Reynolds de Payvar et Salant [PAY 92] et le modèle de Greenwood-Tripp pour le contact interaspérités. Ils développent un banc d'essai reproduisant la géométrie réelle des segments et chemise. Ils comparent résultats expérimentaux et modèle numérique et détaillent les transitions entre les différents régimes de lubrification.

Tous les modèles présentés ici sont basés sur des méthodes statistiques pour déterminer l'influence des aspérités. Ces descriptions ne sont pas encore parfaites et ne sont pas adaptées si la microgéométrie de la chemise est déterministe. La difficulté des modèles complets est de prévoir la quantité de lubrifiant qui arrive et qui est disponible sur la chemise lors de la descente du piston et son évolution chimique au dessus du premier segment. Les conditions de fonctionnement globales du contact segment-piston chemise sont néanmoins connues aujourd'hui.

1.2.3.4 Les conditions de fonctionnement

L'étude de l'alimentation en lubrifiant de la zone SPC a montré qu'un contact segment-chemise fonctionnait en régime sous-alimenté ([TIA 96]). De plus l'alimentation n'est pas uniforme sur la circonférence de la chemise. En terme de pression de contact, elle est faible, de l'ordre d'une dizaine de MPa en moyenne. Le fonctionnement est donc globalement hydrodynamique. Les pressions les plus élevées sont atteintes au point mort haut lors de l'explosion. Dans ce cas et sur certains moteurs diesel fortement chargés (poids louds), on passe en régime élastohydrodynamique, comme l'a montré Rycroft [RYC 96]. Cependant, dans ce travail, on ne va pas considérer les déformations élastiques.

Le type de lubrification (limite, mixte ou film complet) dépend essentiellement de la vitesse relative entre le segment et la chemise. On distingue ainsi, trois zones :

- Zone 1 : située en haut du cylindre, du coté de la chambre de combustion et lors de la phase d'explosion. Dans cette zone la pression est élevée et la vitesse de déplacement du segment est faible. On est en régime de lubrification mixte et limite avec des conditions de contact sévères. Les additifs présents dans le lubrifiant limitent le frottement et permettent au contact de fonctionner correctement. L'usure doit absolument être évitée : durant la vie de la voiture, le contact subit plus de 100 millions de cycles.
- Zone 2 : située en bas du cylindre. La pression et la vitesse de segment y sont faibles, ce qui correspond à un régime de lubrification mixte et limite avec des conditions de contact moins sévères que dans la zone 1. Le rôle des additifs y est aussi important.
- Zone 3 : située entre la zone 1 et la zone 2, la vitesse du segment est élevée ce qui génère un régime de fonctionnement hydrodynamique avec film complet ou légèrement mixte.

La figure 1.11 presente les épaisseurs minimales de film d'huile, les forces de frottement, les puissances instantannées des pertes par frottement et les forces linéiares des contacts interaspérités pour chaque segment calculés avec le code *Piston* du MIT pour un moteur DV6 à 2000tr/min 50% de charge. L'angle "0°" correspond au point mort haut en fin de compression. D'après ce modèle, on voit clairement apparaître une prédominance du contact interaspérités lorsque le premier segment est près du point mort haut en phase de compression. Il est également présent tout au long du cycle. Cependant ce modèle est très basique en ce qui concerne la lubrification du troisième segment, limitant d'une façon exagérée la montée d'huile. Ceci a tendance à exagérer l'importance des contacts interaspérités.

Les courbes des puissances instantannées montrent que l'essentiel des pertes par frottement se produit quand même lorsque le piston est dans la zone 2, c'est à dire en milieu de course à vitesse maximale. Les travaux d'optimisation doivent donc concerner aussi bien le point milieu fonctionnant majoritairement en film complet que le point mort haut fonctionnant en régime mixte ou limite.

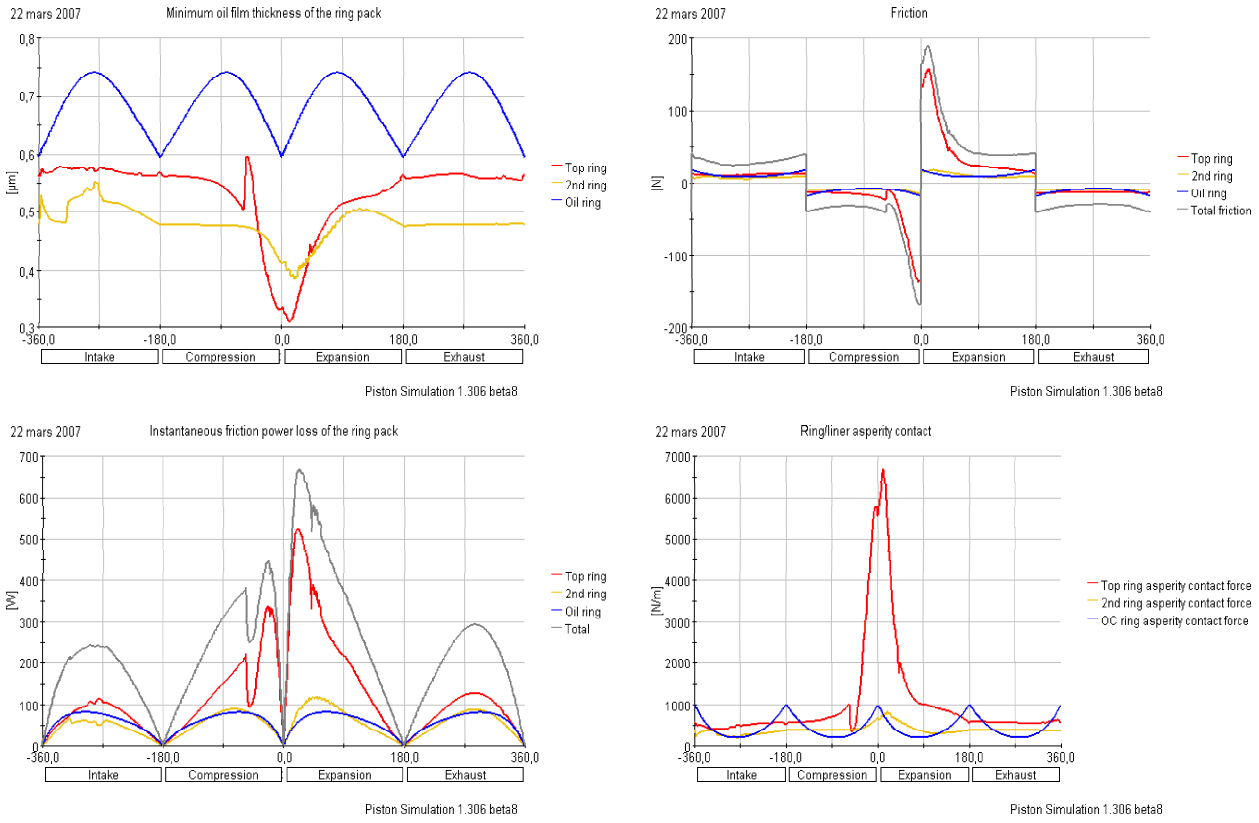


Fig. 1.11: *Epaisseurs minimales de film d'huile (en haut à gauche), force de frottement (en haut à droite), puissance instantannée des pertes par frottement (en bas à gauche) et force linéaire des contacts interaspérités (en bas à droite) calculées avec le code Piston du MIT pour un moteur DV6 à 2000tr/min 50% de charge.*

1.2.4 Les mécanismes de consommation d'huile

La consommation d'huile moteur provient du passage d'huile dans la chambre de combustion. Elle peut se faire au niveau de l'ensemble SPC (pour environ 90% de la consommation d'huile) et au niveau du turbo et des queues des soupapes pour les 10% restants. Au niveau SPC, la consommation est due aux flux gazeux (blow by et blow back), au transport d'huile par raclage ou pompage au niveau de la segmentation et par l'évaporation de l'huile laissée sur la chemise. Une étude des phénomènes au niveau SPC a notamment été faite par Yilmaz [YIL 05] et le schéma 1.12 explique les couplages entre les différents phénomènes. Ils sont brièvement décrits ci-dessous.

Les gaz de "blow by" sont les gaz qui passent de la chambre de combustion au bas carter. Ce passage de gaz est minimisée mais ne peut pas être nul à cause du jeu à la coupe des segments notamment. Pour éviter une surpression dans le carter, ces gaz doivent être évacués, et le seul moyen est de les réinjecter dans la chambre à combustion. Malgré la présence de déshuileurs, ces gaz sont chargés de fines gouttelettes de lubrifiant. Ce phénomène contribue pour 2 à 20% à la consommation d'huile au niveau de l'ensemble SPC.

Les gaz de "blow back" sont les passages directs des gaz du carter à la chambre de combus-

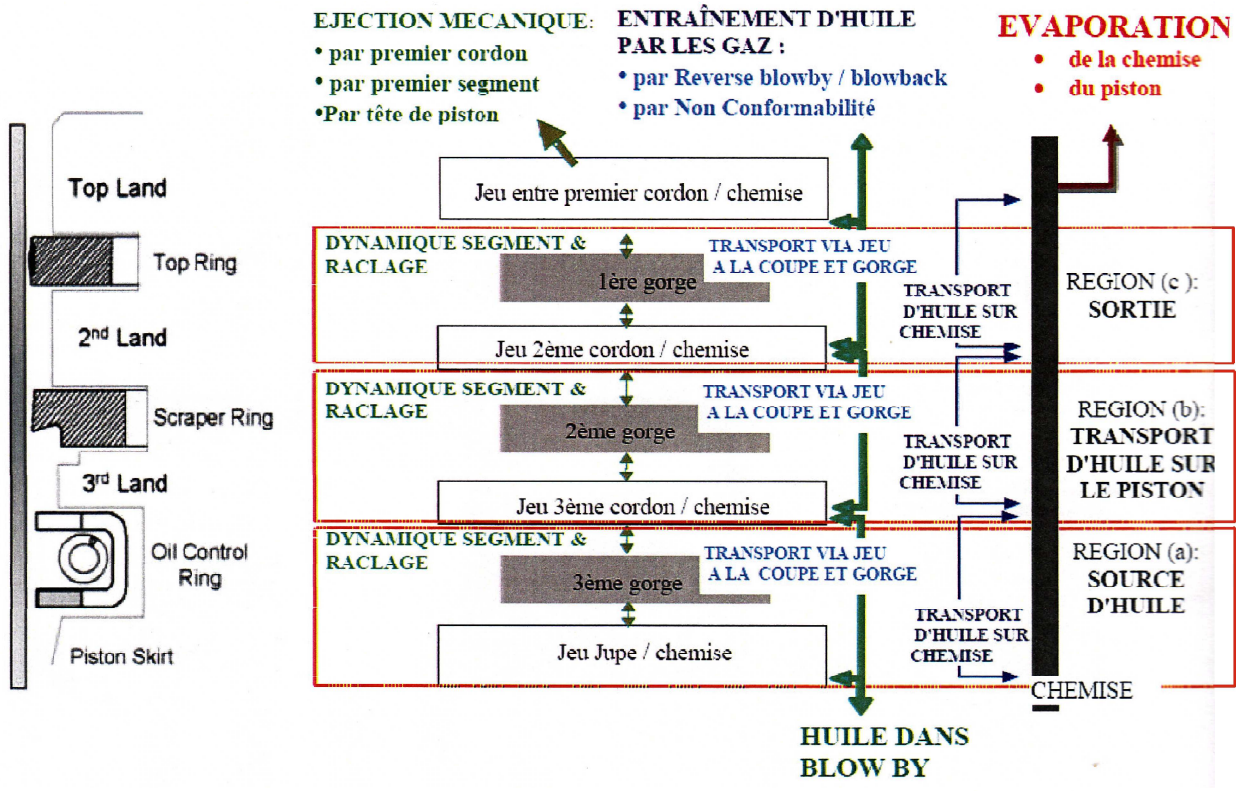


Fig. 1.12: *Sources de consommation d'huile et leurs interactions au niveau de l'ensemble SPC*

tion, emportant une importante quantité d'huile. Il est dû au décollement du segment lors des certaines phases du cycle moteur. Ce genre de comportement est très nuisible pour la consommation d'huile et doit être à tout pris évité.

Le raclage est l'accumulation d'huile devant le premier segment lors de la montée de celui-ci vers le point mort haut. Si trop d'huile a franchi cette ultime barrière, elle n'est plus utile pour la lubrification des segments et ne peut plus redescendre en chambre à combustion. Les paramètres clefs pour limiter ce phénomène sont la tare et la géométrie des segments.

Le pompage est le passage d'huile dans les gorges des segments. Par l'effet du battement des segments et de l'inertie, le lubrifiant peut peu à peu monter vers la chambre à combustion. L'huile peut également s'accumuler sur les cordons du piston et être projetée par inertie en chambre à combustion.

Les transports de lubrifiant sont responsables de 40% (à forte charge) à 90% (à faible charge) de la consommation d'huile au niveau SPC.

L'évaporation de l'huile est responsable de 10% à faible charge à 50% à forte charge de la consommation d'huile SPC. Elle est due à la chaleur qui règne dans le moteur. Les espèces chimiques les plus volatiles s'évaporent en premier, ce qui change considérablement la composition de l'huile. Plus de 50% de l'évaporation se fait au dessus du point mort haut du troisième segment.

Outre les conditions thermodynamiques, la microgéométrie de la chemise est le paramètre clef pour l'évaporation. Hill [HIL 95, HIL 01] a montré que le volume de rétention d'huile V_o (qui peut être caractérisé au moyen du R_{vk} et du M_{r2}) dans la rugosité est le paramètre qui corrèle au mieux les

consommations d'huile mesurées. Ainsi lors de la définition de chemises gravées, il faut faire attention à ce paramètre.

1.2.5 Conclusion

Plusieurs phénomènes clefs caractérisent la lubrification des contacts segment-chemise :

- la dynamique des segments est complexe et influence le transport d'huile et la lubrification des segments. Les modèles et les codes tel que "*Piston*" du MIT permettent de connaître la position et les charges appliquées aux segments à tout instant.
- l'alimentation en lubrifiant de la zone SPC est mal maîtrisée et certainement non uniforme sur la circonférence de la chemise.
- le contact segment chemise fonctionne en régime hydrodynamique, avec une prédominance de régime mixte près des points morts.
- la microgéométrie de la surface joue un rôle essentiel dans la lubrification, notamment par sa capacité à redistribuer le lubrifiant.
- la consommation d'huile est influencée par la microgéométrie de la chemise au travers du raclage et de l'évaporation.

Ainsi, il doit être possible de modifier les performances du contact segment chemise en comprenant son rôle dans ces phénomènes.

1.3 La texturation des surfaces

1.3.1 Introduction

Un des leviers pour améliorer les performances (fiabilité, pertes par frottement...) d'un contact mécanique est d'optimiser la rugosité ou la microgéométrie des surfaces. Elle influence la qualité de la séparation des surfaces mais également le transport de lubrifiant dans un système complexe tel que la segmentation des moteurs.

Les chemises des moteurs sont le plus vieil exemple de "texturation" des surfaces. En plus d'un siècle d'existence, l'utilisation de surfaces "très lisses" (comme dans les roulements ou les cames) n'a jamais été adopté à cause de problèmes de fiabilité et/ou de surconsommation d'huile. Comme déjà expliqué au paragraphe 1.2.3.2, les chemises sont classiquement usinées par un procédé de pierrage et rodage ("honing") qui créé une microgéométrie particulière constituée de stries croisées (voir photo 1 de la figure 1.14). Deux types d'usinages existent, l'usinage classique et l'usinage plateau qui laisse des stries profondes favorables au transport de lubrifiant. Un profil de ce deux types de finition est donné figure 1.13.

Aujourd'hui, d'autres techniques de texturation de surfaces sont apparues, dont le gravage laser. Les avantages de cette méthode sont la liberté quasi totale dans la définition des motifs, la précision et la reproductibilité. Cette technique est aujourd'hui utilisée notamment dans les joints à faces parallèles et sur certaines chemises de moteur. Les autres techniques sont l'indentation mécanique (déformation plastique des surfaces), l'usinage par jets abrasifs, le "reactive ion eching"... Les paragraphes suivants détaillent l'historique des études et des exemples d'application de surfaces texturées.

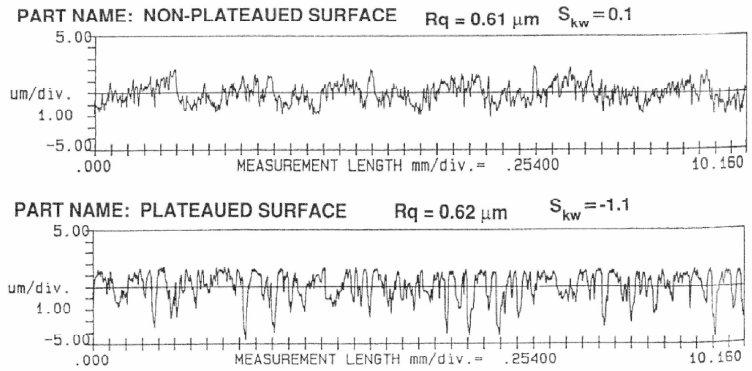


Fig. 1.13: *Profil de surface de chemise classique ("peak surface finish") et profil d'une surface rodage plateau*

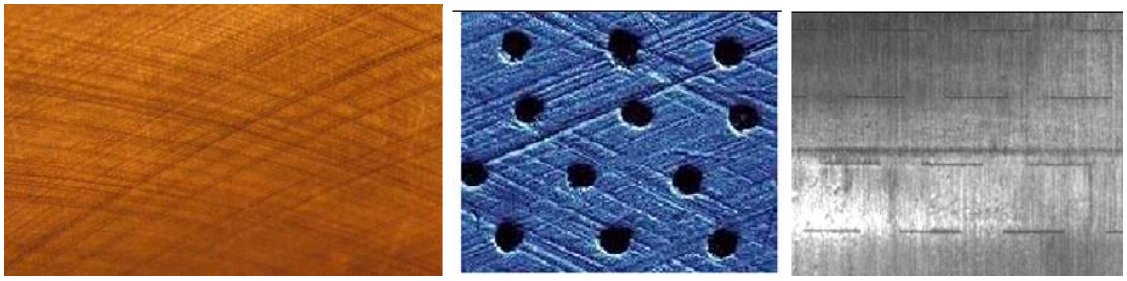


Fig. 1.14: *Photos de surfaces. 1. Chemise de moteur obtenue par pierrage classique. 2. Texturation sous forme de coupelles. 3. Motifs en stries discontinues appliqués par Gehring sur les chemises de moteurs à combustion*

1.3.2 Les systèmes à faces parallèles

Les premières études sur l'effet de la microgéométrie des surfaces remontent aux années 60 avec les travaux de Anno *et al.* [ANN 68, ANN 69] sur les joints à faces parallèles. Trente ans plus tard, Etsion *et al.* [ETS 96] présentent un modèle pour des joints avec une microgéométrie composée de coupelles (voir figure 1.14) disposées de manière régulière. Elle est créée par gravage laser. Ils continuent leurs travaux par une étude expérimentale [ETS 99]. Ils revendiquent une augmentation de la portance et de la raideur du film d'huile par une optimisation de la taille et de la densité des coupelles.

En 2001, Etsion *et al.* [ETS 02] introduit le concept de texturation partielle. Dans ses précédents travaux, toute la surface des joints était recouverte de micro-coupelles. Dans ce dernier cas seule la partie externe est concernée. Il montre une amélioration des performances. En 2003, Brizmer [BRI 03] applique cette technique aux paliers hydrodynamiques à faces parallèles et compare texturation complète et partielle. Il montre l'existence d'une géométrie optimale en terme de portance.

Kovalchenko *et al.* montrent que les surfaces texturées retardent le passage du régime de lubrification de film complet au régime mixte. On peut en effet concevoir qu'il n'y a pas de contact interaspérités dans les coupelles. Wang *et al.* [WAN 01] montrent le même phénomène pour la lubrification à l'eau entre une surface en silicium et en métal. Plus tard, ils publient une cartographie de la portance dans un roulement à faces parallèles en fonction des paramètres géométriques de la texturation ([WAN 03]).

Les coupelles ou stries créées par texturation sont aussi considérées comme réservoirs à particules et débris d'usure. Ainsi, ils permettent de nettoyer le contact, de réduire le frottement et d'allonger la durée de vie. Cet effet est notamment montré par Pettersson et Jacobson [PET 03].

D'autres auteurs ont publié sur la lubrification de surfaces texturées. Ces études sont en général expérimentales et donnent une multitude de surfaces optimales suivant les mécanismes, les matériaux, les lubrifiants utilisés. Les conclusions et les explications physiques divergent souvent. Etsion résume ces travaux dans [ETS 05].

1.3.3 La texturation des surfaces en EHD

La texturation des surfaces a été aussi appliquée aux contacts EHD. Dumont *et al.* ([DUM 02]) ont montré l'intérêt du picotage des surfaces pour améliorer l'épaisseur du film d'huile dans un contact circulaire EHD. Zhao et Sadeghi *et al.* [ZHA 04] s'intéressent à l'effet d'une coupelle dans un contact EHD au démarrage. A partir d'une taille critique, la coupelle permet de raccourcir le temps qu'il faut pour créer une séparation complète des surfaces.

L'effet des textures des surfaces est différent en régime EHD. En cas de glissement, la vitesse d'entraînement du film d'huile, qui est égal à la vitesse moyenne des surfaces, est différent de la vitesse de ces surfaces. L'effet piezovisqueux combiné à la déformation des surfaces permet à l'huile de sortir des coupelles ou stries. L'épaisseur de film augmente ainsi de façon transitoire, ce qui permet de réduire le frottement et la durée de vie. La texturation des contacts EHD s'applique aux roulements et aux systèmes de distribution automobile.

1.3.4 Application au contact segment chemise

1.3.4.1 Texturation des segments

A la suite de ses travaux sur les joints à face parallèles, Etsion et son équipe appliquent le principe de la texturation aux contacts segment chemise. En 2001, Ronen *et al.* [RON 01] présentent un modèle pour une texturation complète des segments, mais en conservant un contact à deux faces parallèles. Ils comparent différentes texturations (coupelles de différents diamètres, profondeurs et densités) entre elles. Leur référence n'est donc pas la surface lisse, ce serait même impossible puisqu'un modèle de contact entre deux surfaces lisses parallèles prévoirait une épaisseur de film nulle. Ils montrent qu'il existe un géométrie optimale pour chaque condition de contact simulée, ces optima étant obtenus avec des rapports profondeur/diamètre des coupelles d'environ 0.1.

L'année suivante, Ryk *et al.* [RYK 02] publient une étude expérimentale du contact segment chemise texturé. Il présente deux dispositifs expérimentaux, un à 2 faces parallèles et un avec des segments découpés. Les tests sont effectués en régime suralimenté et sous-alimenté : le dispositif expérimental est équipé d'un système de goutte à goutte contrôlant la quantité de lubrifiant fourni au contact. Ils montrent une réduction du coefficient de frottement pour les surfaces texturées en comparaison des surfaces lisses. Ils montrent aussi une bonne corrélation entre les prédictions théoriques de Ronen et leur travail expérimental.

Kligerman *et al.* [KLI 05] appliquent le principe de texturation partielle des segments. Leur modèle montre que le coefficient de frottement est minimal si on texture environ 50% de l'épaisseur

du segment. Ryk et Etsion [RYK 06] expérimentent cette solution sur le dispositif de principe et sur moteur réel. Sur le dispositif de principe, les résultats théoriques sont confirmés. Par contre sur moteur réel, aucun gain n'est noté. Ainsi, les segments réels, qui ne sont pas plans mais ont un profil en forme d'arc de parabole, ne réagissent pas comme le suppose l'hypothèse des faces parallèles. L'effet hydrodynamique est majoritairement crée par le profil naturel du segment, et n'est que perturbé par la texturation.

Deux défauts apparaissent dans ces études. Les modèles théoriques sont basés sur des systèmes à faces parallèles, ce qui n'est pas le cas pour un segment. De plus, l'équation de Reynolds utilisée est l'équation de Reynolds classique, ne prévoyant pas la sous-alimentation. Ainsi en cas de cavitation dans les coupelles, comme montré dans les résultats, la condition de conservation de débit n'est plus assurée. L'équation de Reynolds prévoyant la sous-alimentation sera présentée dans le second chapitre.

1.3.4.2 Texturation des chemises

Les travaux sur la texturation dans le système segment chemise ont aussi concernés la chemise. Ils ont été faits essentiellement en Allemagne sous l'impulsion de la société Gehring. On retrouve les résultats dans les publications de Abeln, Golloch *et al.* [ABE 03, GOL 04]. Ils appliquent la texturation laser sur la partie haute de la chemise, leur motif étant des stries discontinues parallèles (voir figure 1.14). La densité de striation est très faible, entre 2 et 5%. Les stries sont d'environ 60 μm de large pour une profondeur de 15 μm. Ils revendiquent une baisse du frottement supérieure à 40%, une baisse de la consommation d'huile de 70% et une baisse de l'usure de 60%. Cependant, ils comparent une chemise partiellement texturée par laser avec une rugosité dans la zone non texturée ayant un R_k de 0.3 μm avec une chemise non texturée ayant un R_k de 1.9μm. La référence n'est donc pas du tout adaptée pour quantifier l'effet de la texturation. Les gains donnés peuvent provenir majoritairement de la zone non texturée puisque, comme montré sur les figures 1.11, les pertes par frottement proviennent autant du milieu de course du piston que du point mort haut. En fait, Gehring vend l'ensemble de son procédé et le compare au procédé de pierrage dans sa forme la plus classique. Cette solution a été adoptée en série par Opel sur ses moteurs diesel injection directe.

En France, un projet ADEME a abordé le problème de la texturation des chemises de moteurs. Dans ce cadre, Caciu [CAC 06] a étudié la lubrification de surfaces parallèles rugueuses. Il considère des microgéométries particulières, de nature stochastique ou géométrique (coupelles...). Il compare les solutions utilisant l'équation de Navier et l'équation de Reynolds. Cependant, il fait l'hypothèse d'une séparation constante entre les surfaces. Ses comparaisons ne sont donc ni à iso débit ni à iso portance. De plus, il ne prend pas en compte l'effet hydrodynamique créé par le profil en parabole du segment. Il montre qu'une réduction des frottements est possible en optimisant la microgéométrie et propose des solutions pratiques, qui n'ont malheureusement pas été testées sur moteur réel.

La société PSA a développé et breveté une technique alternative au gravage laser, le moletage. Elle permet de reproduire des motifs de type stries discontinus (voir figure 1.15). Elle est basée sur le principe de l'indentation des surfaces : un outil pointu applique une force qui vient déformer plastiquent la surface. Un trou est crée avec la géométrie voulue. Un procédé de pierrage permet d'éliminer les bourrelets créés autour du trou. Cette technique n'est pas encore adaptée en série, mais a pour avantage de réduire les coûts et les temps d'usinage.



Fig. 1.15: *Photo d'une chemise moletée*

1.3.5 Conclusion

Bien que largement étudiés lors de cette dernière décennie, les phénomènes mis en jeu dans la lubrification des surfaces texturées ne sont pas encore bien compris. Ceci est en particulier vrai lorsqu'on applique le principe aux chemises de moteurs à combustion. La plupart des études considèrent deux surfaces parallèles. Dans ce cas la portance est forcément créée par la rugosité des surfaces. Or dans un contact de type segment chemise, les surfaces ne sont pas parallèles. Le champ de pression est globalement généré par le convergent global et va être perturbé par la rugosité.

1.4 Conclusion et discussion

Ce premier chapitre a posé les bases de ce travail. Il a exposé l'état de l'art en matière de lubrification, en définissant les différents régimes, montrant les travaux sur l'influence de la rugosité des surfaces et les propriétés des lubrifiants. Il a permis d'expliciter le rôle et la dynamique de la segmentation et d'isoler les phénomènes importants pour la lubrification du contact segment-chemise. Enfin, il a permis d'identifier le processus actuel d'usinage des surfaces des chemises : le pierrage et rodage. Cette technique impose une microgéométrie particulière à la surface, formée de stries croisées de 1 à 2 μm de profondeur, avec un caractère aléatoire de la position et de la forme des stries. Des techniques alternatives existent, ce sont l'indentation mécanique des surfaces (ou moletage) ou le gravage laser. Cette dernière permet de définir librement la microgéométrie des surfaces et a déjà été appliquée dans les joints à faces parallèles, les segments, et sur les chemises de certains moteurs.

Ainsi, la segmentation a une dynamique complexe, où se mêlent mouvement mécanique de l'ensemble et flux de gaz. Ils définissent les conditions de fonctionnement des contacts segments-chemise, qui sont fortement transitoires en terme de charge et vitesse. Ce contact peut être approximé par un contact linéique et fonctionne en régime hydrodynamique, avec une tendance à la lubrification mixte. L'alimentation en lubrifiant du contact est mal maîtrisée, avec une forte à la sous-alimentation et surtout à une non-uniformité dans le temps et surtout l'espace (dans le sens circonférentiel notamment). La rugosité et la microgéométrie de la chemise jouent un rôle principal : le régime de lubrification dépend en grande partie de la hauteur des rugosités, la consommation d'huile dépend du volume de rétention de lubrifiant de la surface, et la forme des stries influe sur la redistribution de lubrifiant sur la chemise. L'impossibilité d'appliquer sur les moteurs des surfaces de chemises parfaitement lisses, du fait de problèmes de fiabilité et/ou de consommation d'huile, en est la parfaite illustration.

De nombreuses études sur les surfaces texturées ont été menées ces dernières années. Beaucoup de travaux expérimentaux ont montrés des gains en frottement et/ou usure avec une surface texturées pour diverses applications. Cependant, les conclusions et explications sont souvent différentes voire contradictoire : les géométries de texturation optimales dépendent des études, les phénomènes sont attribués au stockage de particules d'usure dans les stries, à la génération de portance supplémentaire dans les stries, etc... Ce dernier effet n'a pas été démontré théoriquement, ou alors en appliquant des équations en dehors de leur domaine de validité :

- Dans ses travaux, Etsion *et al.* utilisent l'équation de Reynolds suralimentée et font apparaître de la cavitation dans les stries. Or cette formulation ne respecte pas la condition de conservation du volume : un flux de lubrifiant complémentaire est artificiellement généré lors de la réformation du film d'huile dans les stries de la surface. Ainsi une portance artifielle est créée.
- Les travaux sur les surfaces des chemises comme ceux de Caciu [CAC 06] considèrent deux surfaces parallèles, surmontées d'une rugosité ou de stries de texturation. Ils ne prennent pas en compte la courbure macroscopique du segment et la portance qu'elle génère. La portance montrée ne peut que résulter de la rugosité ou la strie : il n'y a donc pas le cas de référence qu'est la surface lisse. De plus, le problème est résolu avec une distance entre les surfaces imposée, les comparaisons ne sont donc pas faites à iso-portance et iso-flux.
- Certains travaux utilisent les facteurs de flux de Patir et Cheng. Ce modèle se base sur des surfaces avec une microgéométie de nature statistique. Or les stries de texturation ont une géométrie déterministe. On sort donc ici du domaine d'application du modèle.

Il apparaît donc nécessaire d'étudier le comportement d'un contact avec une surface texturée en prenant en compte la géométrie macroscopique d'un segment, en respectant les conditions de conservation du flux et en décrivant de façon déterministe la géométrie de la strie. Le prochain chapitre va expliquer comment il est possible de modéliser simplement les effets d'une microgéométrie de la chemise, sans prendre en compte tous les effets transitoires de la segmentation qui rendraient les temps de calcul inacceptables. Le but du modèle développé ici est de comprendre l'effet de différentes microgéométries sur un contact linéique hydrodynamique sous-alimenté. La modélisation complète de la dynamique de la segmentation a déjà été effectuée de nombreuses fois par le passé, elle ne sera donc pas traitée ici.

Chapitre 2

Modélisation

Dans les applications mécaniques réelles, les pertes par frottement dans les contacts et la durée de vie des mécanismes sont deux paramètres essentiels à maîtriser. L'étude des contacts lubrifiés passe par la détermination de l'épaisseur de film et ensuite par le calcul de la force de frottement générée. Le problème est généralement composé d'une équation décrivant le flux de lubrifiant, d'une équation d'équilibre des forces appliquées et d'une équation géométrique. Ici une attention particulière est portée sur l'influence de microgéométries d'une surface sur les performances du contact tel que le contact segment-chemise. Comme cela a été montré dans le premier chapitre, les phénomènes mis en jeu dans le comportement de la segmentation des moteurs sont complexes. Le contact a ainsi un caractère fortement transitoire. Une modélisation complète incluant une description détaillée de la microgéométrie rendrait le problème trop long à résoudre. Dans une première partie, les hypothèses simplificatrices sont posées. Elles permettent de ne se concentrer que sur l'effet d'une microgéométrie particulière sur un contact linéique simple. Une deuxième partie présente la mise en équation du problème, incluant la modélisation de l'écoulement, la modélisation du contact interaspérités et l'adimensionnement du problème. Enfin, les différentes microgéométries des surfaces considérées ici sont données dans la dernière partie du chapitre.

2.1 Construction du modèle simplifié

2.1.1 La géométrie et domaine de calcul

2.1.1.1 Le profil du segment

La géométrie de l'ensemble SPC est complexe, aussi bien à cause du nombre de segments que du profil de leur surface. Pour comprendre l'effet de microstriation de la chemise sur le comportement du contact segment-chemise, il est difficile de considérer les interactions complexes entre les trois segments. Un contact segment-chemise simple est donc étudié.

Le premier segment (ou coupe feu) est celui qui a la géométrie de profil la plus simple et également les conditions de fonctionnement les plus sévères en terme d'alimentation en lubrifiant. Le premier segment sert donc de base pour cette étude. En négligeant le jeu à la coupe, le segment peut être considéré comme un tore parfaitement axisymétrique. Sa coupe est de forme rectangulaire ou trapézoïdale avec une face arrondie. La géométrie de cette face est généralement approximée par un arc de parabole de rayon de courbure R_x, variable ou non. La chemise est aussi axisymétrique, elle constitue un plan infini. Un modèle de contact linéique 1D serait suffisant. Cependant, l'étude de

microgéométries particulières de la surface de la chemise impose un modèle linéique en 2 dimensions. Le sens du déplacement sera noté x, y étant la direction perpendiculaire. Pour minimiser le nombre de paramètres, R_x est pris constant pour les études paramétriques.

2.1.1.2 La surface de la chemise

La surface de la chemise texturée est composée (voir figure 2.1) :
- d'une microgéométrie comportant des rainures ou des coupelles de géométrie parfaitement définie et reparties géométriquement de façon régulière.
- de plateaux rugueux qui séparent les stries ou coupelles.

Une chemise non-texturée ne comporte que la rugosité du type des plateaux.

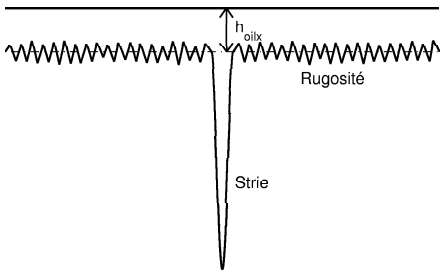


FIG. 2.1: *Surface de la chemise, avec la strie et la rugosité des plateaux*

Microgéométrie des stries de texturation et domaine de calcul

Les stries ou coupelles forment des motifs caractéristiques qui se reproduisent de manière périodique sur toute la surface de la chemise. Il est impossible de discrétiser toute la chemise pour effectuer les calculs. En effet, à cause de la différence d'échelle (largeur de strie de 100 μm pour un périmètre de 25 cm et une hauteur de 10 cm), il faudrait une grille de 50 000 x 20 000 points pour représenter correctement chaque strie ($\approx$ 20 points par strie), entraînant des temps de calculs de plusieurs semaines. Mais, comme la chemise peut être assimilée à un plan infini dans le sens circonférentiel et les motifs se reproduisant de manière périodique, il est possible de définir un motif élémentaire de la microgéométrie (voir figure 2.2). Pour simuler le plan infini, des conditions aux limites périodiques sur la pression sont définies sur les frontières parallèles à la direction de déplacement du segment.

Ainsi, le domaine de calcul sera :
- dans la direction x d'une longueur qui permette d'englober toute la zone en pression et avec suffisamment de marge pour autoriser la détermination automatique des frontières de cavitation,
- dans la direction y d'une largeur égale à un motif élémentaire de la microgéométrie.

Rugosité des plateaux

La rugosité sur les plateaux est, en pratique, créée par le processus de pierrage/rodage (ou "honing"). Sa hauteur moyenne est d'un ordre de grandeur inférieur à la profondeur des stries de texturation. Elle est de nature aléatoire et statistique. Son influence sur le contact peut donc être examinée séparément, à l'aide d'un modèle statistique déterminant les pressions moyennes des contacts entre aspérités de surfaces rugueuses. La rugosité du segment sera négligée. En effet, après rodage, la surface du segment devient lisse par rapport à la chemise. Ceci permet également de limiter le nombre de paramètres.

Le modèle choisi est le modèle de Greenwood Williamson [GRE 66, GRE 71] du contact entre un

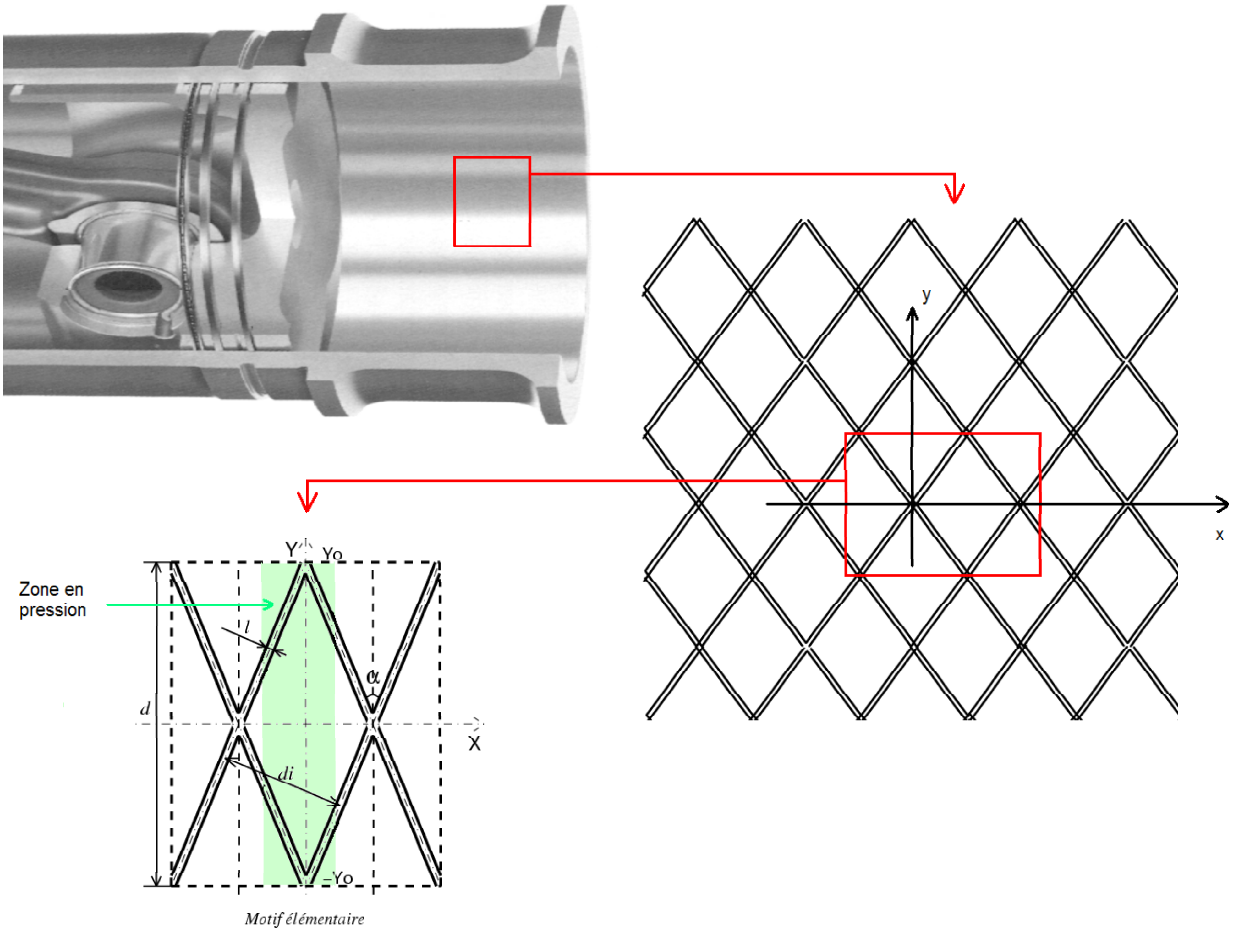


FIG. 2.2: *Définition d'un motif élémentaire pour une surface de géométrie 1. Le sens de déplacement est horizontal, suivant x. Cette convention est valable pour toute les figures suivantes*

plan rugueux et un plan lisse. Il a été largement utilisé dans les études du contact segment chemise (voir Rohde [ROH 80] ou Tian [TIA 02b]) et a pour principal avantage sa simplicité. Néanmoins, il ne faut pas oublier ses limites : il n'est valable que si la densité des contacts entre aspérités est de quelques pourcents. Les hypothèses qui ont permis de le définir sont très contraignantes : chaque sommet de la surface est indépendant de ses voisins et ne se deforme qu'élastiquement. Cependant, il donne une approximation suffisante dans ce travail qui se concentre sur l'influence des stries de texturation.

La ligne de référence pour le calcul de la pression hydrodynamique et de la séparation des surfaces est la ligne moyenne de la hauteur de la rugosité, obtenue à partir du profil de la rugosité de la surface. Le modèle de Greenwood Williamson considère la distribution de la hauteur des sommets (voir figure 2.3), qui a une ligne moyenne et une hauteur moyenne différente. Des formules d'équivalence existent, elles sont notamment exposées dans [MCC 86]. Cependant, elles nécessitent la connaissance de la pente moyenne des aspérités et de leur rayon de courbure moyen. Ces valeurs dépendent essentiellement de la méthode de calcul et de la taille de l'échantillon considéré. Aucun outil fiable n'existe pour déterminer le rayon de courbure. Pour résoudre ce problème, Tomanik [TOM 05] a étudié les surfaces obtenues pour le procédé de honing des chemises. Il a pu établir des formules simples de passage entre les paramètres caractéristiques de la distribution de la hauteur des sommets et la moyenne quadratique de la hauteur

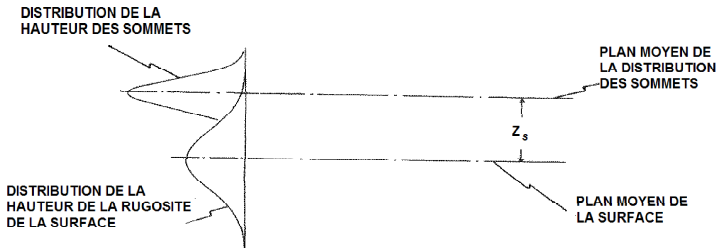


Fig. 2.3: *Comparaison qualitative entre la distribution de la hauteur des sommets d'une surface et la distribution de la hauteur des rugosités*

des aspérités de la surface, R_q. Ces dernières travaux seront utilisés ici.

2.1.2 Conditions de fonctionnement : hypothèses simplificatrices

Les conditions de fonctionnement d'un contact segment chemise sont dépendantes :
- des pression des gaz en amont, aval et derrière chaque segment qui, avec la tare, définissent la force radiale appliquée au segment
- du mouvement d'ensemble du piston et de la dynamique des segments qui définissent la vitesse instantannée du segment
- de la température qui définit la viscosité locale du lubrifiant

Le modèle considère que l'ensemble des forces radiales qui s'appliquent sur le segment sont représentées par une force radiale f. Cette force sera constante dans les études paramétriques, de même que la vitesse du segment et la viscosité du lubrifiant. L'adimensionnement du problème permet de définir un paramètre unique, dit paramètre de charge F, qui englobe la force extérieure appliquée, la vitesse et la viscosité. Enfin, les pressions de contact étant au maximum de l'ordre de 100 MPa, la densité du lubrifiant sera considérée comme constante, donc indépendante de la pression et de la température.

Les pressions en amont et en aval du segment sont considérées comme égales à la pression de vapeur saturante de l'huile. Elle est négligeable devant la pression de contact et sera considérée, comme la pression ambiante, nulle. Cette hypothèse évite les problèmes liée à la réformation du film à la sortie du contact et le contrôle de l'équilibre entre la taille de la zone mouillée du segment et force radiale appliquée au segment (voir figure 1.10).

Les différents travaux passés sur le contact segment chemise (voir paragraphe 1.2) ont montré que les pressions de contact sont presque toujours insuffisantes pour déformer les surfaces. Les gros moteurs Diesel fortement chargés constituent une exception : les déformations apparaissent près du point mort haut en phase de compression. Ce phénomène est négligé, le problème sera donc traité comme un problème purement hydrodynamique.

2.1.3 Hypothèse de films minces

Les hypothèses précédentes ont permis de simplifier le problème en celui du contact linéique entre un plan et un arc de parabole avec une géométrie 2D pour représenter la microgéométrie de la striation. Le problème peut être résolu grâce aux équations de Navier Stokes décrivant l'écoulement d'un fluide

en 3 dimensions. Cependant ce type de calcul serait trop long car le mouvement des stries dans le contact rend le problème transitoire. Les équations de Navier Stokes sont simplifiées en l'équation des films minces visqueux (ou équation de Reynolds) en posant les hypothèses suivantes :

- le film d'huile adhère aux parois
- l'écoulement est laminaire
- la pression est constante dans l'épaisseur du film d'huile (suivant z)
- les forces de volume et de surface sont négligeables devant les forces visqueuses
- le fluide est newtonien
- le film de lubrifiant est mince.

Cette dernière hypothèse implique que l'épaisseur de film dans le contact est petite devant les deux dimensions principales du contact (suivant x et y). Suivant la direction y, il n'y a pas de problème puisque le domaine est infini. Suivant la direction du mouvement x, la taille du domaine en pression et comprise entre 200 et 2000 μm. Avec des stries profondes (de l'ordre de 10 μm), le ratio entre épaisseur du film et taille du contact est compris entre 0,05 et 0,01. Les pentes des stries sont de l'ordre de 0,1. L'application de l'hypothèse des films minces est donc plus problématique.

De nombreuses études du domaine de validité de l'hypothèse des films minces ont été menées. Tichy *et al.* [TIC 04] montre que pour des rapports entre épaisseur de lubrifiant et taille du contact inférieurs à 0.1, la solution de Reynolds est équivalente à la solution de Stokes. Van Odyck *et al.* [ODY 03] a démontré que, pour une perturbation locale de la géométrie, la limite de validité de l'équation de Reynolds en terme de portance se situe pour un rapport entre amplitude et longueur d'onde de la perturbation d'environ 0.2. En annexe B, une étude d'un contact linéique stationnaire avec une strie profonde est effectuée sous Fluent en utilisant les équations de Navier Stokes. Elle montre que la pression reste globalement constante dans l'épaisseur du film d'huile. De plus, les conditions géométriques rencontrées ici sont proches des limites citées par les auteurs. Il est donc possible d'utiliser l'équation de Reynolds pour la modélisation de l'écoulement dans un contact linéique texturé ayant comme caractéristiques géométriques celles d'un segment, en gardant à l'esprit qu'une faible erreur est néanmoins commise.

2.1.4 Alimentation en lubrifiant et condition cinématique

L'alimentation en lubrifiant de la zone SPC a un caractère fortement sous-alimenté, et ce, plus particulièrement pour le premier segment. Le modèle développé ici doit donc prendre en compte la sous-alimentation en lubrifiant. Une telle formulation permet également d'étudier une alimentation avec des couches de lubrifiant d'épaisseur variable.

Dans un contact suralimenté, le convergent situé à l'entrée est complètement rempli de lubrifiant. En cas de sous-alimentation, les surfaces sont recouvertes d'une couche de lubrifiant et séparées par un volume d'air. Un film complet se forme au niveau du ménisque d'entrée, comme représenté sur la figure 2.4. A la sortie du contact, il y a cavitation et le film d'huile est rompu. Ainsi, l'aire de contact peut être divisé en :

- une zone A où le film d'huile est incomplet. Le lubrifiant est entraîné par la ou les surfaces.
- une zone B où le film d'huile est complet. Cette configuration est identique à celle du contact suralimenté.
- une zone C, zone de cavitation, où le film est de nouveau incomplet. Cette zone a les mêmes propriétés que la zone A.

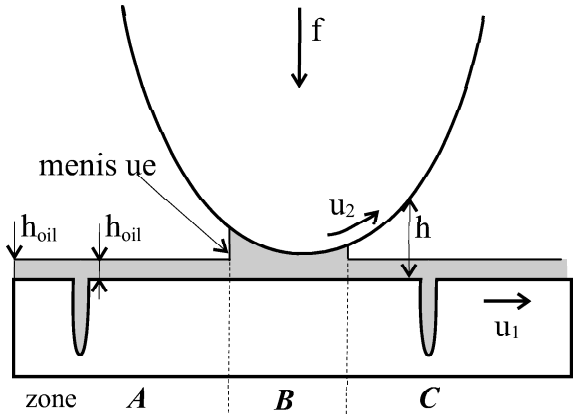


Fig. 2.4: *Coupe schématique dans le plan (0,x,z) de la distribution de lubrifiant*

Elrod [ELR 74, ELR 81] a introduit le taux de remplissage θ, rapport entre épaisseur de film et séparation des surfaces, et développé une équation de Reynolds modifiée accompagnée de sa condition de complémentarité pour les contacts sous-alimentés. Cette formulation permet la détermination automatique de la position des ménisques d'entrée et de sortie du contact. Cependant, elle ne différencie pas l'huile présente sur les deux surfaces. En particulier, elle ne prend pas en compte la différence de débit du lubrifiant entrainé par chaque surface. Ainsi, dans l'état, la formulation d'Elrod n'est adaptée que si les conditions de roulement pur sont respectées.

En effet, si la vitesse des deux surfaces en contact est différente, la répartition du lubrifiant entre les deux surfaces doit être examinée avec soin. Dans les zones A et C, la couche de lubrifiant se déplace à la vitesse de la surface sur laquelle elle repose. Par contre, dans la zone en pression (B), le lubrifiant est entraîné avec la vitesse moyenne des deux surfaces. La présence de strie sur une des surfaces accentue encore le problème : le débit du lubrifiant entraîné par cette surface est fortement variable. La formulation d'Elrod implique que le lubrifiant se déplace partout à la vitesse moyenne. Ainsi, si la vitesse de la surface texturée est supérieure à u_m, le lubrifiant va sortir artificiellement des stries. Aux frontières des zones cavitées, la conservation du débit n'est également pas respectée.

Le problème sous-alimenté en glissement nécessite l'introduction de condition supplémentaire sur la répartition du lubrifiant entre les deux surfaces, en particulier lors de la rupture du film. De plus, les conditions de glissement accentuent la hauteur des ménisques en entrée et sortie du contact, ce qui pose de nouveaux problèmes de convergence. Des détails complémentaires sur la formulation et les problèmes rencontrés en glissement sont données en annexe C. Aucune solution à ce problème n'a pu être trouvé.

Le problème sera donc traité ici dans des conditions cinématiques de roulement pur pour pouvoir utiliser l'équation de Reynolds sous-alimentée. Cette limitation n'empêche pas la démonstration de phénomènes induits par une microtexturation sur un contact linéique. De plus l'étude sous Fluent (annexe B) était réalisée en glissement pur et n'avait montré aucune différence significative en terme de pression entre une solution de Reynolds en roulement pur et une solution de Navier Stokes en glissement pur.

2.1.5 Résumé du modèle théorique

Le modèle simplifié est donc constitué d'un contact linéique entre un plan (ou appelé par abus de langage "chemise"), dite surface 1, et un arc de parabole de rayon de courbure R_x (appelé "segment"), dite surface 2. Le domaine de calcul est en 2D, du fait de la microgéométrie de la chemise. La largeur d'un motif élementaire de la chemise est $2y_o$ et des conditions aux limites périodiques sont appliquées suivant la direction perpendiculaire au déplacement. Le sens du déplacement est suivant x, y est la direction perpendiculaire. Le domaine de calcul est défini par :

$$\begin{aligned} x &\in [\, x_a,\ x_b] \\ y &\in [-y_0,\ y_0] \end{aligned} \tag{2.1}$$

Les conditions de fonctionnement du contact sont définis par :

- f, la charge résultante qui s'applique sur le segment
- u_1 et u_2, vitesses des surfaces 1 et 2 suivant la direction x. En roulement pur, $u_1 = u_2 = u_m$, avec $u_m$vitesse moyenne des deux surfaces.
- $h_{oil}(x_a, y, t)$, épaisseur de la couche de lubrifiant alimentant le contact
- η, viscosité du lubrifiant.
- p_0, pression en amont et en aval du contact. p_0 est prise égale à la pression de vapeur saturante du lubrifiant et est considéré comme nulle : $p_0 = 0$.

Le modèle est presenté figure 2.5. L'adimensionnement va permettre de définir le paramètre de charge F qui regroupe en une seule variable la force appliquée f, la vitesse et la viscosité du lubrifiant.

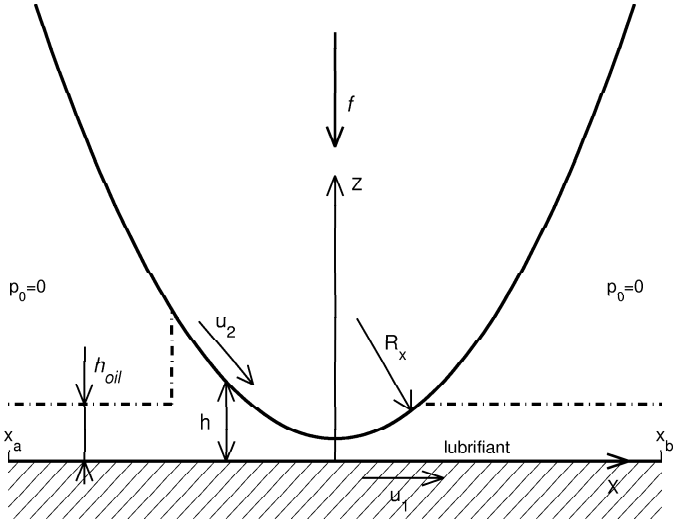


FIG. 2.5: *Modèle simplifié de contact. Sur le schéma, la surface 1 est non texturée. Sens du déplacement* x

2.2 La mise en équation du problème

2.2.1 Ecoulement du lubrifiant

Le paragraphe précédent a exposé les hypothèses simplificatrices posées. L'étude menée ici considère donc un contact linéique entre un arc de parabole et un plan rugueux, avec l'hypothèse de Reynolds

des film minces [REY 86], des conditions cinématiques de roulement pur et la sous-alimentation en lubrifiant. La formulation théorique doit traduire la continuité du flux dans le contact, et plus particulièrement au niveau des frontières entre les zones cavitées et les zones en pression. Les conditions de conservation de masse entre zones cavitées et non cavitées ont été définies par Floberg [FLO 74] et Chevalier [CHE 96]. A la rupture du film d'huile, la condition de cavitation s'écrit :

$$p = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \tag{2.2}$$

où n est la direction perpendiculaire à la frontière entre zones cavitées et de film plein. Elrod *et al.* [ELR 74, ELR 81] et Bayada *et al.* [BAY 90] ont proposé l'équation de Reynolds modifiée qui, associée à sa condition de complémentarité, permet de traduire la conservation du flux et la condition de cavitation. Elle permet une determination automatique des frontières entre zones cavitées et en pression. Elle est valable dans des conditions de roulement pur. L'équation de Reynolds sous-alimentée s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right) = u_m \frac{\partial \theta h}{\partial x} + \frac{\partial \theta h}{\partial t} \tag{2.3}$$

Les deux premiers termes traduisent l'écoulement dû aux différences de pression dans le fluide, ce sont les termes de Poiseuille. Les deux termes du second membre sont les termes de Couette. La densité de lubrifiant est considérée constante. θ est le rapport entre l'épaisseur de lubrifiant h_{oil} et h la distance entre les deux surfaces :

$$\theta = \frac{h_{oil}}{h} \tag{2.4}$$

La condition de complémentarité s'écrit :

$$\begin{aligned} p(x,y,t)(1-\theta(x,y,t)) = 0, \quad \text{avec} \\ p(x,y,t) \geq 0 \quad \text{et} \quad 0 < \theta(x,y,t) \leq 1 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Les conditions aux limites en pression suivantes sont appliquées :

$$\begin{aligned} P(x_a,y,t) &= 0 \\ P(x_b,y,t) &= 0 \\ P(x,-y_0,t) &= P(x,y_0,t) \end{aligned} \tag{2.6}$$

Cette dernière relation constitue la condition aux limites périodique en y.

L'épaisseur et la forme de la couche d'huile $h_{oil}(x_a,y,t)$ qui alimente le contact constituent des données d'entrée du problème. Elles sont imposées mathématiquement, sous forme d'une condition aux limites sur la frontière d'entrée de la zone de calcul, $x = x_a$. Elle prend la forme de la relation :

$$\theta\left(x_a,y,t\right) = \frac{h_{oil}\left(x_a,y,t\right)}{h\left(x_a,y,t\right)} \tag{2.7}$$

Pour les surfaces texturées, la couche de lubrifiant est composée :

- du lubrifiant contenu dans les stries de la microgéométrie. Son épaisseur est égale à la profondeur locale de la strie, $g(x_a,y,t)$.
- d'une couche de lubrifiant supplémentaire, $h_{oilx}(x_a,y,t)$ qui repose sur les plateaux et les stries remplies d'huile. Le plan de référence est le plan moyen de la rugosité des plateaux. Si l'épaisseur de cette couche d'huile supplémentaire est constante, elle est notée h_{oila}.

L'épaisseur de lubrifiant s'écrit donc :

$$h_{oil}\left(x,y,t\right) = h_{oilx}\left(x,y,t\right) + g\left(x,y,t\right) \tag{2.8}$$

Le volume d'huile alimentant le contact est donc dépendant du temps. Pour la comparaison avec un contact lisse de référence, il est nécessaire de définir des hauteurs d'huile d'alimentation équivalentes permettant une alimentation à débit d'huile moyen identique du contact non-texturé équivalent. Pour l'huile contenue dans les stries de la microgéométrie, cette épaisseur d'huile équivalente, h_{oilreq} est :

$$h_{oilreq} = \frac{V_{oil}}{S_m} \tag{2.9}$$

où V_{oil} est le volume d'huile contenu dans un motif de la microgéométrie et S_m la surface d'un motif. Les expressions de ces variables pour les différentes microgéométries sont données paragraphe 2.3. La couche d'huile supplémentaire a, soit une épaisseur constante notée h_{oila}, soit une épaisseur variable avec pour moyenne temporelle et spatiale h_{oilam}. La hauteur d'alimentation pour le contact lisse avec un débit entrant identique est donc :

$$h_{oileq} = h_{oilreq} + h_{oila(m)} \tag{2.10}$$

La comparaison entre surface texturée et surface non-texturée peut se faire soit :

- à débit constant. Dans ce cas la hauteur d'alimentation du contact non-texturé est h_{oileq} et donc est supérieure à $h_{oila(m)}$.
- à épaisseur d'huile sur les plateaux constante. Ceci implique que le contact non-texturé de référence est alimenté avec une épaisseur d'huile égale à $h_{oila(m)}$ et que le débit est supérieur pour la surface texturée.

2.2.2 Séparation entre les surfaces

La deuxième équation constitutive du modèle est l'équation de séparation des surfaces. La distance h entre les surfaces 1 et 2 s'écrit :

$$h(x,y,t) = h_c(t) + \frac{x^2}{2R_x} + g(x,y,t), \tag{2.11}$$

où

- $h_c(t)$ est une constante correspondant à l'épaisseur minimale (ou centrale) du film de lubrifiant sur les plateaux,
- $x^2/2R_x$ est l'approximation de la géométrie du segment,
- $g(x,y,t)$ représente la géométrie des rainures.

2.2.3 Contacts entre aspérités des surfaces

Lorsque l'épaisseur de film d'huile devient inférieure à environ trois fois la moyenne quadratique de la hauteur de la rugosité, les contacts entre les aspérités des surfaces apparaissent. Une partie de la pression de contact est supportée par les aspérités. Greenwood et Williamson [GRE 66] ont établi des formules de calcul de l'aire réelle de contact, de la pression moyenne de contact et du nombre de contacts par unité de surface pour, entre autres, le contact entre un plan lisse et un plan rugueux. Ils considèrent une distribution gaussienne des sommets de la rugosité, chaque sommet étant

complètement indépendant de ses voisins et se déformant qu'élastiquement.

D'après Greenwood et Williamson, la pression de contact moyenne entre les sommets d'une surface rugueuse et un plan lisse s'écrit :

$$P_A\left(\frac{z}{\sigma}\right) = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15}\left(\eta\beta\sigma\right)^2\sqrt{\frac{\sigma}{\beta}}E'F_{5/2}\left(\frac{z}{\sigma}\right) \tag{2.12}$$

z étant la distance entre les lignes moyennes des hauteurs de sommets, σ la moyenne quadratique de la hauteur des sommets, η la densité des sommets et β la pente moyenne des sommets. Pour une distribution gaussienne, la fonction $F_n(z/\sigma)$ s'écrit :

$$F_n\left(\frac{z}{\sigma}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{z/\sigma}^{\infty}(s-z)^n\, e^{-s^2/2}ds \tag{2.13}$$

Enfin E' est le module d'Young équivalent des matériaux des deux surfaces.

Tomanik [TOM 05] a établi des relations simples entre la moyenne quadratique de la hauteur de la rugosité de la surface et la moyenne quadratique de la hauteur de sommets (σ), le décalage entre les lignes moyennes de la distribution des hauteurs de la rugosité de la surface et des hauteurs des sommets (z_s) et la moyenne quadratique des hauteurs de la rugosité de la surface (R_q). Elles s'écrivent :

$$z_s = 0.9R_q \tag{2.14}$$

$$\sigma = 0.7R_q \tag{2.15}$$

R_q est obtenu à partir d'un profil de la rugosité de la surface. Ainsi la distance entre les lignes moyennes de la répartition des hauteurs des sommets s'écrit :

$$z = h - z_s \tag{2.16}$$

C'est cette dernière relation qui est utilisée dans les formules de Greenwood-Williamson. Pour les autres paramètres (η et β) de ce modèle, des valeurs classiques (voir [VIS 96]) des groupements de paramètres sont utilisés :

$$\eta\beta\sigma = 0.5 \tag{2.17}$$

$$\sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} = 0.3 \tag{2.18}$$

Le modèle de Greenwood-Williamson est un modèle statistique. Il est donc utilisable que si la taille du domaine considérée est suffisamment grande. De plus, le calcul de $F_n(z/\sigma)$ pour chaque élément de surface $\Delta x\Delta y$ rendrait le temps de résolution trop important. Cependant, pour une surface lisse, h est constant suivant y. On peut donc, du fait des conditions aux limites périodiques, considérer des domaines de largeur Δx et de taille "infinie" suivant y. On calcule donc la pression moyenne de contact interaspérité pour chaque ligne de largeur Δx. Si la surface est texturée, chaque ligne de largeur Δx est divisée en deux domaines (voir figure 2.6) :

- domaine 1 : la distance h entre les surfaces est telle que $h < 4R_q$. Sur un motif de largeur L_m, la largeur de ce domaine est notée L_f
- domaine 2 : la distance h entre les surfaces est telle que $h > 4R_q$.

La pression moyenne de contact entre les aspérités des surfaces ne sera calculée que pour le domaine 1, avec pour valeur de la séparation des surface $h_{min}(x)$, le minimum de h pour un x donné. Cette valeur est pondérée par la taille du domaine 1. La pression moyenne de contact entre aspérités sur une ligne de largeur Δx s'écrit :

$$f_{pa}(t) = \int_{x_A}^{x_b} \frac{L_f}{L_m} p_A\left(\frac{z}{\sigma}, t\right) dx \tag{2.19}$$

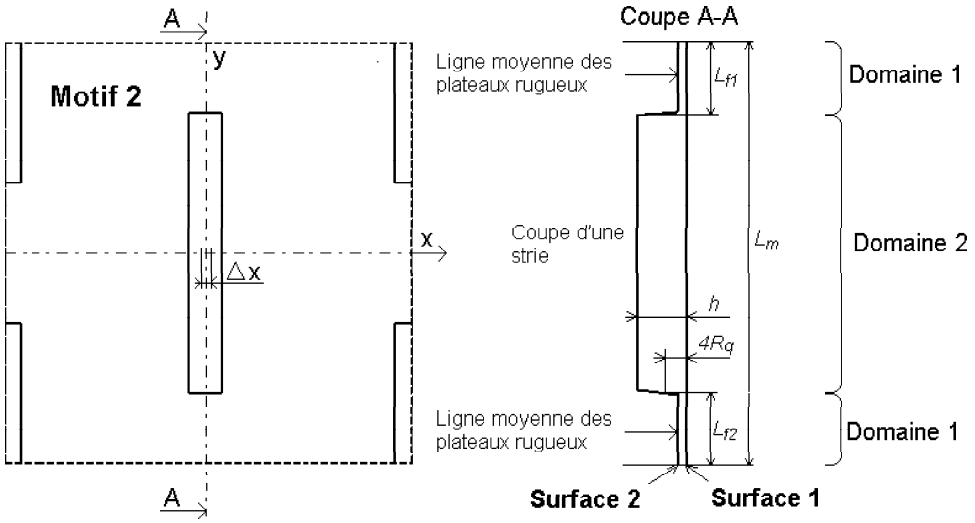


Fig. 2.6: *Définition des domaines 1 et 2 sur une ligne de largeur Δx. Exemple pour un motif géométrie 2. Conditions aux limites périodiques suivant y. Ici, $L_f = L_{f1} + L_{f2}$.*

En effet, sur chaque ligne Δx, la séparation est constante sur les plateaux et égale à $h_{min}(x)$. Dans les stries, elle varie suivant son profil. Le modèle néglige cette variation et n'élimine du calcul que la partie de la strie dont la profondeur permet de respecter la condition $h > 4R_q$. La pression de contact "sec" est ainsi légèrement surestimée.

La charge imposée au contact est compensée par les forces de pression dans le film de lubrifiant et la force de contact entre aspérités. L'équation d'équilibre de la charge s'écrit :

$$f(t) = \iint_S p(x, y, t)\ dxdy. + f_{pa}(t) \tag{2.20}$$

Le problème est donc composé de l'équation de Reynolds modifiée accompagnée de sa condition de complémentarité, de l'équation de séparation des surfaces et de l'équation d'équilibre de la charge. Le processus itératif va corriger le terme $h_c(t)$ de l'équation de séparation des surfaces pour respecter l'équilibre des forces extérieures.

2.2.4 Le frottement

Pour calculer la force de frottement dans le contact, il est nécessaire de connaître la séparation des surfaces en tout point, les pressions dans le film d'huile, les pressions de contact moyennes entre aspérités et la différence de vitesse entre les surfaces. La séparation des surfaces h dans le contact a du être déterminée en appliquant des conditions de fonctionnement de roulement pur pour pouvoir modéliser simplement le problème. L'équation de Reynolds et l'équation d'équilibre ont été résolues

simultanément dans ces conditions. Ces épaisseurs de film vont servir au calcul du frottement. Cependant, pour obtenir des valeurs de frottement réalistes, les conditions cinématiques de glissement pur sont cette fois appliquée :

$$u_1 = 0 \quad et \quad u_2 = 2u_m \tag{2.21}$$

La force de frottement sur le segment est composée de la force visqueuse s'opposant au mouvement dans le film d'huile, f_{visq}, et de la force de frottement entre aspérités des surfaces, f_{asp}. Elle s'écrit donc :

$$f_r = f_{visq} + f_{asp} \tag{2.22}$$

La force de frottement visqueuse est l'intégrale de la contrainte de cisaillement du fluide :

$$f_{visq}(t) = \iint_S \frac{h(x,y,t)}{2}\frac{\partial p(x,y,t)}{\partial x} + \frac{2u_m\eta}{h(x,y,t)}dxdy \tag{2.23}$$

Le modèle de contact entre aspérités présenté dans le précédant chapitre permet de calculer la pression de contact moyenne entre aspérités sur une ligne de largeur Δx. Ainsi la force de frottement "sec", générée dans sur chaque ligne de largeur Δx s'écrit :

$$f_{asp}(t) = \int_{x_A}^{x_b} cfs.\frac{L_f}{L_m}p_A\left(\frac{z}{\sigma}, t\right)dx \tag{2.24}$$

où cfs est le coefficient de frottement "sec", c'est à dire entre surfaces métalliques sèches. Il est pris égal à 0,15, ce qui est une valeur classique pour deux surfaces métalliques en présence d'additifs.

Ceci nous permet de définir les coefficients de frottement. Le coefficient de frottement visqueux est :

$$cfv = \frac{f_{visq}}{f} \tag{2.25}$$

Le coefficient de frottement total s'écrit :

$$cft = \frac{f_r}{f} \tag{2.26}$$

2.2.5 Adimensionnement

L'utilisation de variables adimensionnées présente deux avantages :
- elle permet d'avoir des variables dont les valeurs numériques sont proches de l'unité et donc d'améliorer le conditionnement des équations. Les erreurs numériques sont ainsi réduites.
- L'étude paramétrique est simplifiée. En effet, la combinaison de variables physiques pour former des groupes sans dimensions permet de réduire le nombre de paramètres d'entrée du problème.

2.2.5.1 Les variables

Les variables adimensionnées sont choisies de façon à obtenir l'équation de Reynolds la plus simple possible. Ce sont :

$$X = \frac{x}{\sqrt{h_r R_x}}, \quad Y = \frac{y}{\sqrt{h_r R_x}}, \tag{2.27}$$

$$T = t\frac{u_{ref}}{\sqrt{h_r R_x}}, \tag{2.28}$$

$$H = \frac{h}{h_r}, \; H_{oil} = \frac{h_{oil}}{h_r}, \; H_c = \frac{h_c}{h_r}, \; G = \frac{g}{h_r}, \tag{2.29}$$

La pression adimensionnée P est définie par :

$$P = \frac{p}{c}, \quad avec \quad c = \frac{12\eta u_{ref} {R_x}^{1/2}}{{h_r}^{3/2}}, \tag{2.30}$$

Enfin, le paramètre de charge est défini par :

$$F = \frac{f}{s}, \quad avec \quad s = \frac{12\eta u_{ref} {R_x}^{3/2}}{{h_r}^{1/2}}, \tag{2.31}$$

F permet de regrouper dans un seul paramètre adimensionné les variations de la force extérieure appliquée, de la vitesse et de la viscosité du lubrifiant. Il est appelé paramètre de charge.

h_r est une hauteur de référence prise égale à 1 μm et R_x est le rayon de courbure du segment. La vitesse de référence u_{ref} est prise égale à la vitesse moyenne des surfaces u_m dans les études paramétriques. La force de frottement est adimensionnée de la même façon que la charge extérieure. Enfin, le taux de remplissage θ est déjà un paramètre adimensionné.

2.2.5.2 Equations adimensionnées

Les paramètres adimensionnés permettent de simplifier les équations. Ainsi, en roulement pur et avec sous-alimentation, l'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial X}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial Y}\right) = \frac{u_m}{u_{ref}}\frac{\partial \theta H}{\partial X} + \frac{\partial \theta H}{\partial T}. \tag{2.32}$$

Aux frontières du domaine, les conditions aux limites en pression et en épaisseur de film de lubrifiant suivantes sont imposées :

$$\begin{aligned} \theta(X_a, Y, T) &= \frac{H_{oila}(Y,T)}{H(X_a,Y,T)} \\ P(X_a, Y, T) &= P(X_b, Y, T) = 0 \\ P(X, -Y_o, T) &= P(X, Y_o, T) \end{aligned} \tag{2.33}$$

Cette dernière condition constitue la condition aux limites périodique.

L'équation de la distance entre les surfaces est, en termes de variables adimensionnées :

$$H(X,Y,T) = H_c(T) + \frac{X^2}{2} + G(X,Y,T). \tag{2.34}$$

Le déplacement du corps rigide $H_c(T)$ est ajusté par itérations successives afin de satisfaire l'équation d'équilibre des forces qui s'écrit :

$$F(T) = \iint_S P(X,Y,T)\ dXdY + F_{pa}\,(T) \tag{2.35}$$

où F_{pa} est la résultante de la force de pression entre les aspérités des surfaces. Elle s'écrit :

$$F_{pa}(T) = \int_{X_A}^{X_b} \frac{L_f}{L_m} P_A\left(\frac{z}{\sigma}, T\right) dX \tag{2.36}$$

La pression adimensionnée de contact entre les aspérités P_A est obtenue en adimensionnant le module d'Young composé E' comme les pressions et les paramètres de la rugosité avec la hauteur de

référence h_r.

La force de frottement visqueux adimensionnée s'écrit :

$$F_{visq}(t) = \frac{{h_r}^{1/2}}{6{R_x}^{1/2}} \iint_S 3H(X,Y,T)\frac{\partial P(X,Y,T)}{\partial X} + \frac{u_m}{u_{ref}}\frac{1}{H(X,Y,T)}dXdY \tag{2.37}$$

La force de frottement entre les aspérités des surface est :

$$F_{asp}(T) = \int_{X_A}^{X_b} cfs.\frac{L_f}{L_m}P_A\left(\frac{z}{\sigma},T\right)dX \tag{2.38}$$

La force de frottement totale est la somme de la force de frottement visqueux et la force de frottement "sec". Les coefficients de frottement sont déjà des paramètres adimensionnés.

2.3 Modélisation de la microtexturation

2.3.1 Géométrie 1 - Stries continues croisées

La géométrie 1 est composée de stries continues croisées. Il fait référence à une méthode classique de rodage, le "plateau honing". Le motif élémentaire est composé d'un losange, il est représenté figure 2.7. Les paramètres caractéristiques de cette géométrie sont :

- α : l'angle interstrie,
- di : la distance interstrie,
- d : largeur du motif. d et di sont reliés par l'équation 2.39.
- l : largeur d'une strie.

La distance interstrie est définie par :

$$di = d\sin(\alpha/2) \tag{2.39}$$

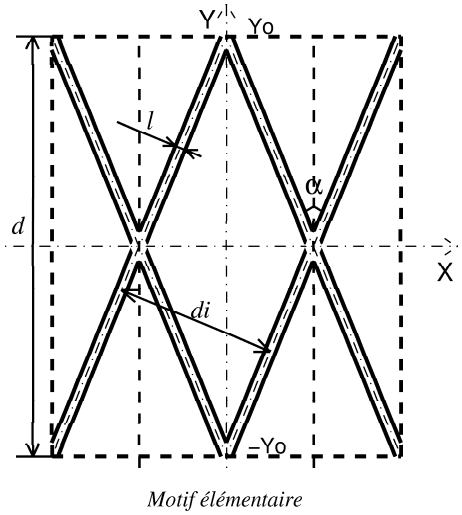


Fig. 2.7: *Définition du motif élémentaire de la géométrie de striation "stries continues croisées". Direction de déplacement horizontale, suivant x.*

La strie est modélisée par un profil en $(1 - cos)$ pour modérer les pentes et faciliter la convergence. La profondeur en un point (x,y) d'une strie s'écrit :

$$g(x,y) = \frac{1}{2}g_{max}\left(1 - \cos\left(\frac{\pi\,(l/2 + x')}{l/2}\right)\right) \tag{2.40}$$

où g_{max} est la profondeur maximale des stries et (x',y') le repère local lié à chaque strie.

La surface d'un motif est :

$$S_m = L^2 \tan(\alpha/2) \tag{2.41}$$

La densité des stries est définie par :

$$Dn = \frac{2l}{S_m}\left(\sqrt{L^2\left(1+\tan^2(\alpha/2)\right)} - \frac{l}{2}\left(\tan(\alpha/2) + \frac{1}{\tan(\alpha/2)}\right)\right) \tag{2.42}$$

Enfin, le volume d'huile V_{oil} contenu dans les stries d'un motif de surface S_m est :

$$V_{oil} = g_{max} l\left(\sqrt{L^2\left(1+\tan^2(\alpha/2)\right)} - \frac{l}{2}\left(\tan(\alpha/2) + \frac{1}{\tan(\alpha/2)}\right)\right) \tag{2.43}$$

2.3.2 Géometrie 2 - Stries discontinues

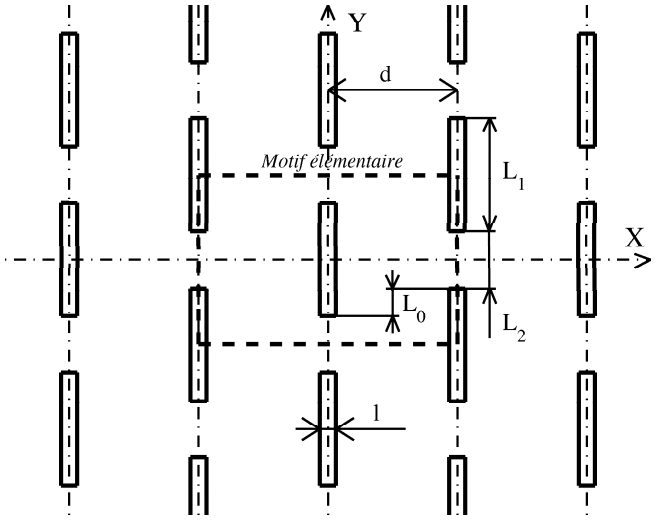


Fig. 2.8: *Définition du motif élémentaire de la géométrie de striation "stries discontinues". Direction de déplacement horizontale, suivant x.*

La géométrie 2 est composée de stries discontinues perpendiculaires au déplacement du segment. Un motif élémentaire (voir figure 2.8) est composé d'une strie et d'un espace interstrie dans le sens perpendiculaire au déplacement, et de deux lignes et deux espaces interlignes dans le sens du déplacement. Les paramètres caractéristiques de cette géométrie sont :

- L_1 : longueur d'une strie,
- L_2 : longueur de l'espace entre 2 stries,
- L_0 : décalage entre 2 ligne succéssives. Il est exactement de $(L_1 + L_2)/2$.
- d : distance entre deux lignes succéssives.
- l : largeur d'une strie.

Le profil de la strie est le même que pour la géométrie 1.

La surface d'un motif est :

$$S_m = 2d\,(L_1 + L_2) \tag{2.44}$$

La densité des stries est définie par :

$$Dn = \frac{2lL_1}{S_m} \tag{2.45}$$

Enfin, le volume d'huile V_{oil} contenu dans les stries d'un motif de surface S_m est :

$$V_{oil} = g_{max} l L_1 \tag{2.46}$$

2.3.3 Géométrie 3 - Coupelles

La géométrie 3 est composée de coupelles disposées sur des lignes équidistantes (voir figure 2.9). Les paramètres caractéristiques de cette géométrie sont :

- l : diametre de la coupelle
- L_1 : distance entre deux axes de coupelles dans le sens perpendiculaire au déplacement
- d : distance entre deux axes de coupelles dans le sens du déplacement
- β : direction caractéristique des coupelles. β est défini tel que $\tan\beta = d/L_1$.

Le décalge entre deux lignes succéssives est pris égal à L_1.

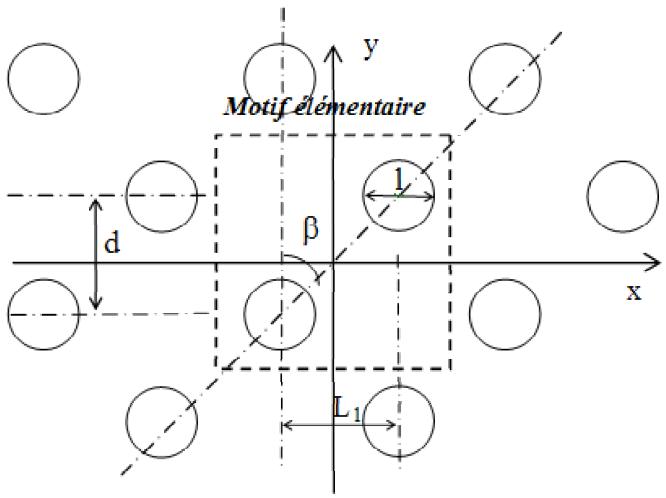


Fig. 2.9: *Définition du motif élémentaire de la géométrie de striation "coupelles". Direction de déplacement horizontale, suivant x.*

Le profil d'une coupelle diffère de celui d'une stries. Il est défini par :

$$g(x,y) = \frac{1}{4} g_{max} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi\,(l/2 + x)}{l/2}\right)\right)\left(1 - \cos\left(\frac{\pi\,(l/2 + y)}{l/2}\right)\right) \tag{2.47}$$

où g_{max} est la profondeur maximale des stries.

La surface d'un motif est :

$$S_m = 4L_1 d \tag{2.48}$$

La densité des stries est définie par :

$$Dn = \frac{\pi l^2}{2S_m} \tag{2.49}$$

Enfin, le volume d'huile V_{oil} contenu dans les stries d'un motif de surface S_m est :

$$V_{oil} = 0.5 g_{max} l^2 \tag{2.50}$$

2.4 Conclusion

Ce chapitre a défini le modèle permettant d'étudier l'influence d'une microtexturation sur un contact linéique hydrodynamique sous-alimenté. Les hypothèses fondamentales suivantes ont été posées : le film de lubrifiant est mince au sens de Reynolds, même en présence de strie ; les conditions cinématique sont de type roulement pur pour le calcul de l'épaisseur du lubrifiant.Ainsi, l'écoulement du film de lubrifiant peut être calculé par l'équation de Reynolds sous-alimentée. En effet, comme le montre l'annexe C, l'application de conditions de glissement est impossible avec ce modèle simple. Un modèle utilisant les équations de Navier Stokes serait impossible à traiter : la complexité de la géométrie et le caractère transitoire du problème rendent les temps de calculs exorbitants. Néanmoins une comparaison des résultats stationnaires obtenus avec les équations de Navier Stokes et l'équation de Reynolds montrent une très bonne corrélation (voir annexe B).

Outre l'équation de Reynolds sous-alimentée avec sa condition de complémentarité, le modèle comporte l'équation de séparation des surfaces et l'équation d'équilibre des charges. Ainsi, il constitue un problème à une seule solution dans des conditions de roulement pur. La microgéométrie des stries de texturation est parfaitement définie, permettant de déterminer exactement le flux de lubrifiant dans les stries. Par contre l'influence de la rugosité des plateaux interstrie est déterminée grâce au modèle statistique de Greenwood Williamson, donnant la portance moyenne apportée par la rugositée des plateaux. Le calcul d'équilibre des forces et le calcul des forces de frottement comportent ainsi une composante due aux contacts entre les aspérités des surfaces.

Le frottement généré par la surface texturée et la rugosité des plateaux est calculé dans des conditions de glissement pur. Le même modèle de Greenwood Williamson permet de déterminer la part de frottement sec. La séparation des surfaces utilisée pour le calcul du frottement est celle déterminée grâce au modèle de l'écoulement de Reynolds avec des conditions de roulement pur. L'épaisseur de film généré en écoulement mince est équivalente avec les différentes conditions cinématiques.

Ce chapitre a également présenté les différentes microgéométries de texturation qui sont modélisées. La présence des stries créée le caractère transitoire du problème et accentue les problèmes de convergence. Le chapitre suivant présente la discrétisation des équations ainsi que les méthodes numériques utilisées pour résoudre ce problème.

Chapitre 3

Discrétisation et Méthodes Numériques

Le chapitre précèdent a présenté le modèle et les équations du modèle de contact hydrodynamique linéique avec une surface texturée. L'ensemble du problème est non linéaire et il est constitué d'un ensemble de trois équations : l'équation de Reynolds, l'équation d'équilibre de la charge et l'équation de séparation des surfaces. Ces équations sont couplées. Comme il n'existe pas de solution analytique connue, le problème doit être résolu numériquement. Ce chapitre détaille dans une première partie la discrétisation des équations et montre les problèmes de temps de calcul avec les méthodes de résolution itératives. Puis, il présente la méthode multigrille d'accélération de la convergence et l'algorithme de résolution complet. Pour finir, il propose une amélioration apportée à la méthode multigrille, la grille grossière optimisée pour une meilleure représentativité du problème.

3.1 Discrétisation

Pour pouvoir résoudre le problème de façon numérique, les équations doivent être discrétisées sur les noeuds d'un maillage du domaine de calcul. Les équations discrètes définissent des relations entre les valeurs des variables au point i et aux points voisins. Pour les termes aux dérivés partielles, la discrétisation est basée sur le principe des différences finies. Celles-ci dérivent des développements de Taylor des équations aux dérivées partielles.

3.1.1 L'espace et le temps

Le domaine de calcul est discrétisé de la façon suivante :

$$\begin{aligned} X_i &= X_a + i\Delta_X \\ Y_j &= -Y_0 + j\Delta_Y \end{aligned} \tag{3.1}$$

où i et j sont les indices des points dans les directions X et Y. Δ_X et Δ_Y sont les pas de discrétisation généralement pris égaux. Le pas de temps est Δ_T et k l'indice du pas de temps. Dans les calculs avec une vitesse de déplacement des surfaces constante, le pas de temps est tel que $\Delta_T = \Delta_X$. Il faut noter que toutes les variables utilisées sont adimensionnées.

3.1.2 Equation de Reynolds discrète

L'équation de Reynolds adimensionnée 2.32 peut s'écrire de manière schématique :

$$Q_X + Q_Y = S_X + S_T \tag{3.2}$$

où Q_X et Q_Y sont les termes de Poiseuille et S_X et S_T les termes de Couette.

Les termes de Poiseuille Q_X et Q_Y sont discrétisés suivant un schéma de différences finies centrales arrières. Ces termes discrétisés s'écrivent :

$$\begin{aligned} Q_X &= \frac{H^3_{i+1/2,j} P_{i+1,j} - \left(H^3_{i+1/2,j} + H^3_{i-1/2,j}\right) P_{i,j} + H^3_{i-1/2,j} P_{i-1,j}}{\Delta_X^2} \\ Q_Y &= \frac{H^3_{i,j+1/2} P_{i,j+1} - \left(H^3_{i,j+1/2} + H^3_{i,j-1/2}\right) P_{i,j} - H^3_{i,j-1/2} P_{i,j-1})}{\Delta_Y^2} \end{aligned} \tag{3.3}$$

Pour les termes de Couette, plusieurs schémas de discrétisation sont possibles. Ils utilisent le principe des différences finies arrières, du premier ou du second ordre. Les termes H_X et H_Y peuvent soit être discrétisés séparément (c'est le schéma Standart Upstream 1^{st} or 2^{nd} order (SU1 ou SU2)), soit d'une façon couplée (Narrow Upstream 1^{st} or 2^{nd} order (NU1 ou NU2)). Yavneh [YAV 91] et Wijnant [WIJ 00] proposent des études et des comparaisons détaillées de ces schémas. Leurs avantages et inconvénients principaux sont :

- SU1 : Simplicité mais l'erreur de discrétisation et l'amortissement numérique (erreur numérique due au schéma de discrétisation) sont trop importants.
- SU2 : Erreur de discrétisation acceptable mais l'amortissement numérique persiste et utilisation de deux points arrières : ceci entraîne des problèmes plus importants sur les frontières de cavitation etrend plus difficile la détermination automatique de la position des frontières libres.
- NU1 : Pas d'amortissement numérique si $\Delta_T = \Delta_X$ et problème de convergence maîtrisé aux frontières entre domaines, mais schéma du 1^{er} ordre.
- NU2 : Pas d'amortissement numérique et erreur de discrétisation la plus faible mais problèmes plus importants aux frontières entre la zone cavité et en pression.

L'amortissement numérique des schémas SU1 et SU2 se manifeste plus particulièrement dans la zone cavité (pression P nulle). Dans cette zone, l'équation de Reynolds se limite à une équation de transport avec pour seuls termes $S_X + S_T = 0$. Avec les schémas SU1 et SU2, on assiste à un étalement temporel de la couche de lubrifiant transporté par les surfaces, avec un volume total qui reste constant. L'huile contenue dans les stries de texturation sort artificiellement de ces stries. Plus de détails peuvent être trouvés dans les thèses de Yavneh et Wijnant.

Il apparaît que le schéma NU1 est le meilleur compromis pour cette étude. Il évite le phénomène d'amortissement numérique et limite les problèmes aux frontières des zones en pression tout en gardant une erreur de discrétisation bien inférieure au schéma SU1. La discrétisation des termes $S_X + S_T$ est couplée et différente suivant que le rapport Δ_X/Δ_T est supérieur ou inférieur à 1. La discrétisation de ces termes s'écrit :

Si $\Delta_X \leq \Delta_T$:

$$S_X + S_Y = \left(\frac{1}{\Delta_X} + \frac{1}{\Delta_T}\right)(\theta H_{i,j,k} - \theta H_{i-1,j,k}) - \frac{1}{\Delta_T}(\theta H_{i,j,k} - \theta H_{i-1,j,k-1}) \tag{3.4}$$

Si $\Delta_X > \Delta_T$:

$$S_X + S_Y = \frac{1}{\Delta_X}(\theta H_{i,j,k} - \theta H_{i-1,j,k-1}) + \left(\frac{1}{\Delta_T} - \frac{1}{\Delta_X}\right)(\theta H_{i,j,k} - \theta H_{i,j,k-1}) \tag{3.5}$$

Les indices de la variable θ sont les mêmes que pour la variable H qui l'accompagne.

3.1.3 Equation de séparation des surfaces

L'équation de séparation des surfaces est discrétisée simplement sur la grille :

$$H_{i,j,k} = H_{c(k)} + \frac{X_{i,j}^2}{2} + G_{i,j,k} \tag{3.6}$$

3.1.4 Equation d'équilibre de la charge

L'équation d'équilibre de la charge est une équation intégrale globale. Elle est composée de la portance générée par la pression dans le fluide et par la portance due aux contacts interaspérités des surfaces F_{pa}. Comme expliqué dans le chapitre précédent, la force générée par la pression interaspérités F_{pa} est calculée pour chaque ligne de largeur Δ_X. La forme discrète de F_{pa} est :

$$F_{pa(k)} = \sum_i \frac{L_{f,i}}{L_m} P_{A(i,k)} \Delta_X \tag{3.7}$$

L'équation d'équilibre de la charge discrète s'écrit :

$$F_k = \sum_i \sum_j P_{i,j,k} \Delta_X \Delta_Y + F_{pa(k)} \tag{3.8}$$

3.1.5 Forces de frottement

L'expression de la force de frottement visqueux comporte la dérivée première de la pression. Un schéma central du 2$^{\text{nd}}$ ordre est utilisé. La force de frottement visqueux discrète s'écrit :

$$F_{visc(k)} = \frac{{h_r}^{0.5}}{6{R_x}^{0.5}} \sum_i \sum_j \left(3H_{i,j,k} \frac{P_{i+1,j,k} - P_{i-1,j,k}}{2\Delta_X} + \frac{u_m}{u_{ref}} \frac{1}{H_{i,j,k}} \right) \Delta_X \tag{3.9}$$

La force de frottement interaspérités s'écrit :

$$F_{asp(k)} = \sum_i cfs \frac{L_{f,i}}{L_m} P_{A(i,k)} \Delta_X \tag{3.10}$$

La force de frottement totale est la somme de ces deux derniers termes.

3.2 Méthodes Multigrilles

3.2.1 Positionnement du problème

Le problème du calcul de l'écoulement du fluide dans un contact linéique texturé est qu'il est composé de trois équations couplées et de nature différentes. L'équation de Reynolds est locale, c'est à dire qu'elle permet de déterminer la pression P dans le film d'huile et le taux de remplissage en lubrifiant θ en chaque point du contact. Les équations de séparation des surfaces et l'équation d'équilibre de la charge sont des équations globales et intégrales. Elles sont couplées au travers de la séparation des surfaces H. La correction de la séparation centrale des surfaces H_c va permettre de respecter l'équation d'équilibre de la charge en modifiant la pression dans le fluide P via l'équation de Reynolds et la portance due aux aspérités. La résolution de l'équation de Reynolds est la plus longue au niveau temps de calcul du fait de sa nature locale.

Les équations discrètes ci-dessus sont résolues suivant un processus itératif. Le problème étant ici de nature hydrodynamique, donc basse pression, il n'y a pas de changement de nature de l'équation de Reynolds dans le domaine de calcul (cf. le livre de Venner et Lubrecht, chapitre 4 [VEN 00]). Un schéma de relaxation de Gauss-Seidel est utilisé pour l'équation de Reynolds. Il permet de corriger la pression P et/ou le taux de remplissage θ en chaque point du domaine en se servant des valeurs de ces paramètres les plus fraîchement calculées. Il se révèle plus efficace que l'algorithme de Jacobi : celui-ci ne corrige la valeur des variables qu'une fois la correction calculée sur tout le domaine et demande donc en plus un espace de stockage double.

Un calcul numérique introduit une erreur sur le résultat. Cette erreur est composée de l'erreur de discrétisation et de l'erreur numérique ou résidu. L'erreur numérique dépend du nombre d'itérations, elle est donc réductible jusqu'à un niveau négligeable en augmentant le nombre d'itérations. C'est la convergence de la solution. Par contre, l'erreur de discrétisation dépend du nombre de points du maillage. Elle tend vers 0 lorsque le pas de discrétisation tend vers 0. Mais une fois le nombre de points choisis, elle est irréductible. Pour l'estimer et vérifier si la précision souhaitée est atteinte, on peut comparer la solution sur une grille de N points avec la solution sur une grille à $4N$ points. Si la solution convergée n'est pas suffisamment précise, il suffit d'augmenter le nombre de points.

Le problème des algorithmes de type Gauss-Seidel est que le temps de calcul est proportionnel à N^2, où N est le nombre de points de discrétisation. Ainsi avec une grille de 512 x 512 points, ce qui est classique pour une surface striée, le temps de résolution du contact lisse est de plusieurs dizaines de minutes. Ceci rend les calculs transitoires, qui demandent plusieurs milliers de pas de temps, pratiquement inenvisageables. Il est donc absolument nécessaire d'utiliser une méthode d'accélération du processus itératif telle que les multigrilles.

3.2.2 Méthode multigrille

3.2.2.1 Principe de base

La technique multigrille est totalement indépendante de la méthode de discrétisation des équations et du schéma de résolution utilisé. L'objectif est uniquement d'accélérer la convergence du processus en utilisant différentes tailles de maillage. Dans cette étude, les maillages sont à pas constants sur l'ensemble du domaine de cacul.

L'erreur numérique est une fonction discrète qui varie d'un point à l'autre du maillage. Comme toute fonction, elle peut être décomposée en séries de Fourier. Les composantes de l'erreur de fréquence maximales, qui correspondent aux variations les plus rapides, ont une longueur d'onde de l'ordre de grandeur d'un pas de discrétisation. La fréquence minimale correspond à une longueur d'onde de la taille du domaine de calcul et traduit la valeur globale de l'erreur numérique.

La propriété fondamentale des schémas itératifs du type Gauss-Seidel est de lisser rapidement l'erreur numérique. Après seulement quelques relaxations, l'erreur n'oscille plus d'un point de discrétisation à l'autre. Cependant, la réduction globale de l'erreur numérique est d'autant plus lente que le nombre de points est élevé. Ce problème vient du fait que ces algorithmes moyennent l'erreur au point i avec ses voisins. On peut dire que ces algorithmes réduisent rapidement les composantes de l'erreur de longueur d'onde égale à la taille du maillage et lentement les longueurs d'onde supérieures.

La technique multigrille va se servir de cette caractéristique pour corriger chaque composante de l'erreur numérique sur la grille appropriée. Ainsi le nombre d'itérations nécessaire sur chaque grille est minimal. La convergence de la solution vers sa forme générale (peu précise) est effectuée sur la grille la plus grossière. Le nombre d'itérations nécessaires est faible et chaque itération est beaucoup plus rapide que sur la grille la plus fine. Il a été démontré [BRA 84, VEN 00] que l'éfficacité de schéma multigrille est en $N \ln N$.

3.2.2.2 Méthode multigrille sur un problème simple

Pour expliquer la méthode, nous allons prendre le cas d'une équation générale elliptique aux dérivées partielles. Soit le problème suivant :

$$Lu = f \tag{3.11}$$

avec :

- L opérateur différentiel tel que $\partial^2/\partial x^2$
- u l'inconnue
- f fonction du membre de droite.

Cette équation est discrétisée sur un maillage de pas de discrétisation h. L'équation 3.11 sous sa forme discrète s'écrit :

$$L^h \underline{u}^h = \underline{f}^h \tag{3.12}$$

avec :

- L^h l'opérateur discret
- $\underline{u}^h$ le vecteur d'inconnues discret
- $\underline{f}^h$ le vecteur membre de droite discret

Après quelques relaxations, une approximation $\underline{\tilde{u}}^h$ de $\underline{u}^h$ est obtenue. On défini l'erreur numérique $\underline{v}^h$ et le résidu de l'équation $\underline{r}^h$ comme :

$$\underline{v}^h = \underline{u}^h - \underline{\tilde{u}}^h \tag{3.13}$$

$$\underline{r}^h = \underline{f}^h - L^h \underline{\tilde{u}}^h \tag{3.14}$$

Lorsque la solution obtenue est la solution discrète exacte, on a : $\underline{r}^h = 0 \Leftrightarrow \underline{v}^h = 0 \Leftrightarrow \underline{\tilde{u}}^h = \underline{u}^h$. La combinaison des équations 3.13 et 3.14 permet d'écrire :

$$L^h \left\langle \underline{\tilde{u}}^h + \underline{v}^h \right\rangle = L^h \underline{\tilde{u}}^h + \underline{r}^h \tag{3.15}$$

Il faut maintenant définir un problème équivalent sur une grille moins fine, c'est à dire avec un pas de discrétisation H deux fois plus grand : $H = 2h$. Ce problème résolu sur la grille moins fine va permettre de corriger la solution approché $\underline{\tilde{u}}^h$ pour obtenir une meilleure approximation $\underline{\bar{u}}^h$ de $\underline{u}^h$.

L'opérateur L est non linéaire dans le cadre de cette étude. Ceci oblige à utiliser le schéma de correction FAS (Full Approximation Scheme), comme expliqué dans le livre de Venner et Lubrecht [VEN 00]. Il permet de définir le problème modifié sur la grille grossière de pas de discrétisation $H = 2h$ suivant :

$$L^H \underline{\hat{u}}^H = \underline{\hat{f}}^H \tag{3.16}$$

L^H est l'opérateur discret défini sur la grille de pas de discrétisation H. $\underline{\hat{u}}^H$ est le vecteur d'inconnues discret du problème équivalent sur cette grille. Il s'écrit :

$$\underline{\hat{u}}^H = I_h^H \underline{\tilde{u}}^h + \underline{v}^H \tag{3.17}$$

Le second membre discret du problème équivalent sur la grille de pas H s'écrit :

$$\underline{\hat{f}}^H = L^H \left\langle I_h^H \underline{\tilde{u}}^h \right\rangle + I_h^H \underline{r}^h \tag{3.18}$$

Le problème équivalent défini par l'équation 3.16 est traité sur la grille de pas H de la même façon que sur la grille fine. Après un certain nombre de relaxations, une meilleure approximation $\underline{\tilde{u}}^H$ de l'inconnue du problème équivalent $\underline{\hat{u}}^H$ est obtenue. La correction de la solution de la grille fine s'écrit sous la forme :

$$\underline{\bar{u}}^h = \underline{\tilde{u}}^h + I_H^h \left(\underline{\tilde{u}}^H - I_h^H \underline{\tilde{u}}^h \right) \tag{3.19}$$

où $\underline{\bar{u}}^h$ est une meilleure approximation de la solution discrète exacte $\underline{u}^h$. En effet si on défini le résidu $\underline{\bar{r}}^h$ comme :

$$\underline{\bar{r}}^h = \underline{f}^h - L^h \underline{\bar{u}}^h \tag{3.20}$$

alors le processus de correction doit permettre d'obtenir $\underline{\bar{r}}^h < \underline{r}^h$, cette dernière variable étant le résidu avec l'approximation $\underline{\tilde{u}}^h$ (équation 3.14). Les opérateurs I_H^h et I_h^H sont les opérateurs de transfert de variables entre la grille fine de pas h et la grille moins fine de pas $H = 2h$. Ils sont définis dans la section suivante.

3.2.2.3 Les opérateurs de transfert

Le but des opérateurs de transfert intergrilles est de transmettre les valeurs des variables d'une grille d'origine à une grille cible tout en gardant le maximum d'informations. Il y a deux groupes d'opérateurs :

- I_h^H : opérateur de restriction. Il transfère l'information d'une grille de pas h (N points) à une grille de pas $H = 2h$ ($N/2^d$ points, où d est la dimension de la grille).
- I_H^h : opérateur d'interpolation. Il transfère l'information d'une grille de pas $H = 2h$ ($N/2^d$ points) à une grille de pas h (N points).

Pour effectuer les transferts, la construction d'une matrice est nécessaire. Cette matrice est caractérisée par un motif se repetant de manière périodique. Les motifs des opérateurs sont definis ci-dessous.

La restriction

L'opérateur de restriction I_h^H doit transférer les valeurs d'une grille de fine N points à une grille moins fine de $N/2^d$ points. Il y a donc plus de points sur la grille d'origine que sur la grille cible, et tous les points de la grille cible coïncident avec un point de la grille origine. La méthode de restriction la plus simple est appelée injection et consiste à affecter aux noeuds de la grille moins fine les valeurs des variables aux noeuds coïncidents de la grille fine. Le motif de l'opérateur s'écrit en 2D :

$$I_h^H = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{3.21}$$

La deuxième méthode consiste à effectuer une moyenne pondérée entre les neuf noeuds de la grille fine entourant le noeud considéré. Ceci permet de filtrer les plus hautes fréquences de l'erreur qui ne peuvent pas être résolue sur la grille moins fine. Le motif de l'opérateur s'écrit en 2D :

$$I_h^H = \frac{1}{16} \begin{bmatrix} 1 & 2 & 1 \\ 2 & 4 & 2 \\ 1 & 2 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.22}$$

La figure 3.1 montre l'opérateur de restriction moyenne pondérée dans le cas 2D.

En pratique, la méthode d'injection est utilisée aux frontières du domaine et aux abords des frontières entre zones cavitées et non cavitées pour stabiliser la position des frontières libres. L'opérateur moyenne pondérée est utilisé partout ailleurs.

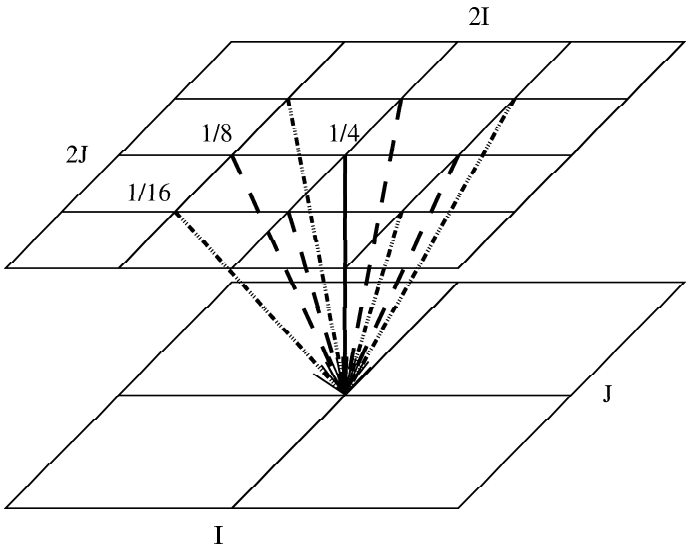


Fig. 3.1: *Opérateur de restriction moyenne pondérée entre la grille fine h et la grille moins fine H*

L'interpolation

L'opérateur d'interpolation I_h^H a pour but de transférer les quantités d'une grille de $N/2^d$ points sur une grille de N points. Pour les points coïncidents sur les deux grilles, une simple injection est utilisée. Pour le transfert de l'information en des points qui n'existent pas sur la grille moins fine, un opérateur bilinéaire est utilisé. Le motif de l'opérateur bilinéaire s'écrit :

$$I_h^H = \frac{1}{4}\begin{bmatrix} 1 & 2 & 1 \\ 2 & 4 & 2 \\ 1 & 2 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.23}$$

La figure 3.2 montre l'opérateur d'interpolation bilinéaire dans le cas 2D.

3.2.3 Cycles de correction

Les équations régissant la définition des problèmes équivalents et la correction de la solution ainsi que les opérateurs de transfert des variables ont été définis dans le paragraphe précèdent. Il s'agit maintenant de décrire les cycles de correction impliquants plusieurs grilles.

Le cycle de correction le plus simple [BRA 84] est un cycle de correction de deux niveaux. Il est défini par le processus suivant :

- application d'un nombre ν_1 de relaxation sur la grille fine pour lisser l'erreur
- transfert de l'information dur la grille grosse
- application de ν_0 relaxations sur la grille grosse pour réduire le résidu
- transfert de l'information sur la grille fine
- application de ν_2 relaxations sur la grille fine pour lisser l'erreur.

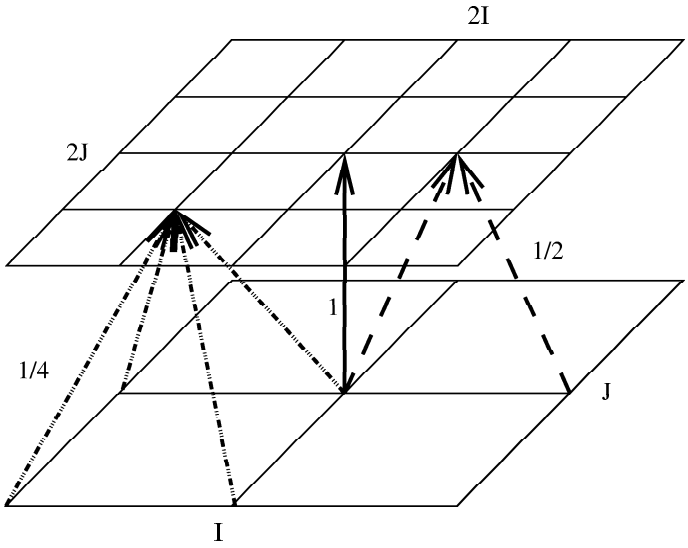


FIG. 3.2: *Opérateur d'interpolation linéaire entre la grille moins fine H et la grille fine h*

Le processus est efficace en terme de temps de calcul si un cycle permet de diviser l'erreur par dix avec ν_1 et ν_2 de l'ordre de l'unité et ν_0 égal au maximum à quelques dizaines. En pratique, l'utilisation de seulement deux grilles ne suffit pas, il faut plusieurs niveaux. Les niveaux d'un problème multigrilles à k niveaux sont généralement définies de la façon suivante :

- Niveau 1 - $L = 1$: le niveau de discrétisation le plus grossier de pas de discrétisation h^1 avec un nombre de points n.
- $k-1$ niveaux plus fins. Le niveau le plus fin est $L = 4$. Les différents niveaux ont $2^{2(k-1)}n$ points et un pas de discrétisation $h^k = h^1/2^{k-1}$.

Le cycle multigrille le plus simple est le V-cycle. C'est une simple extension du cycle sur deux niveaux : on réalise ν_1 relaxations sur les $k-1$ grilles fines avant de transférer les informations entre les niveaux. En arrivant sur le niveau grossier $L = 1$, on effectue ν_0 relaxations de façon à réduire l'erreur sur ce niveau par au moins deux ordres de grandeur. Puis on remonte vers le niveau fin en transférant les informations avec les opérateurs d'interpolation et en effectuant ν_2 relaxations sur les différents niveaux $L = 2$ à $L = k$. Une représentation schématique des grilles et du V-cycle est donnée figure 3.3. D'autres cycles de correction existent, comme le W-cycle, ils sont présentés dans [BRA 84, VEN 00].

Discrétisation	Niveau
$h^4 = h$	4
$h^3 = 2h$	3
$h^2 = 4h$	2
$h^1 = 8h$	1

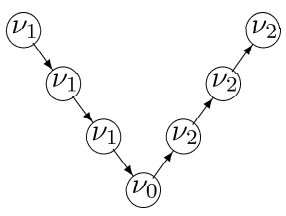


FIG. 3.3: *Schéma d'un cycle $V(\nu_1, \nu_2)$ avec 4 grilles (niveaux) [BRA 84, VEN 00]*

Pour accélérer la convergence lorsqu'on ne connaît pas une bonne approximation de la solution pour l'initialisation des variables sur la grille fine k, on peut utiliser l'algorithme Full Multigrid (FMG). Il consiste à commencer à résoudre le problème sur la grille grosse, d'interpoler la solution sur la grille plus fine, de résoudre le problème à l'aide de V-cycles sur cette grille, d'interpoler sur le niveau supérieur... Et ainsi de suite pour obtenir une bien meilleure initialisation des variables sur le niveau le plus fin k. L'initialisation est ainsi obtenue contre un travail supplémentaire, mais permet un gain de temps par rapport à une initialisation arbitraire des variable sur le niveau k. La figure 3.4 montre le principe du FMG avec une seul V-cycle par niveau. Le symbole $I\!I_H^h$ désigne l'opérateur d'interpolation différent de celui de correction [BRA 84, VEN 00].

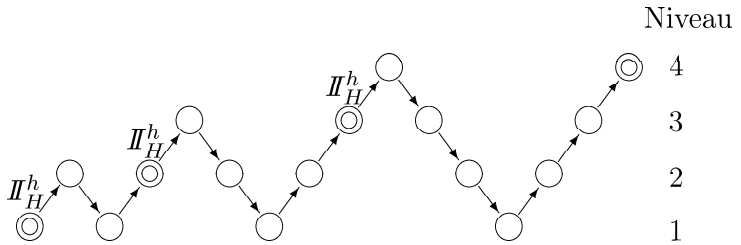


Fig. 3.4: *Schéma d'un algorithme FMG avec un V cycle par raffinement [BRA 84, VEN 00]*

En régime transitoire, une simple succession de V-cycles partant du niveau k le plus fin est utilisée. En effet, la solution convergée au pas de temps précédent est déjà une bonne initialisation de la solution au temps de temps considéré. Enfin, en pratique, $\nu_1 = 2$, $\nu_2 = 2$ et $\nu_0 = 250$ en stationnaire et $\nu_0 = 50$ en transitoire.

3.3 Algorithme de calcul

3.3.1 Relaxation de la hauteur centrale de film

Le processus de résolution de l'équation de Reynolds doit intégrer la relaxation de la hauteur centrale de film H_c. L'équation 2.35 a défini l'equilibre entre la portance due au fluide, la portance due aux aspérités et la charge extérieure appliquée. En augmentant H_c, on :

- diminue la portance due aux aspérités
- diminue la portance due à la pression du fluide

Les processus itératif doit aboutir à l'équilibre entre ces trois quantités.

Le temps de calcul de la portance due aux aspérités F_{pa} n'est pas négligeable et cette quantité reste constante à H contant. De plus, son calcul precis ne peut être obtenu que sur la grille fine. F_{pa} ne sera donc calculé qu'une seule fois par V-cycle, à son début, sur la grille fine. Pour le processus de résolution, une nouvelle variable est définie : Fp, la portance que doit fournir le champ de pression dans le lubrifiant. Il s'écrit :

$$Fp = F - F_{pa} = \iint_S P(X, Y, T) \tag{3.24}$$

La correction sur H_c est faite par l'intermédiaire du calcul du résidu r de l'équation 3.24 :

$$r = Fp_k - \Delta_X \Delta_Y \sum_i \sum_j P_{i,j,k} \tag{3.25}$$

La modification de H_c induit une erreur globale (de grande longueur d'onde) sur la pression P. H_c est donc corrigée lorsqu'on est sur la grille grosse pour que la modification de P qui en résulte puisse être relaxée rapidement. La valeur de Fp a néanmoins besoin d'être adaptée lorsqu'on passe d'une grille fine à une grille moins fine pour aboutir à un problème équivalent sur la grille grosse. La relation entre Fp_k^H, valeur de Fp sur la grille de pas $H = 2h$ et Fp_k^h, valeur de Fp sur la grille de pas h s'écrit :

$$Fp_k^H = \Delta_X^H \Delta_Y^H \sum_i \sum_j P_{i,j,k}^H + Fp_k^h - \Delta_X^h \Delta_Y^h \sum_i \sum_j P_{i,j,k}^h \tag{3.26}$$

La correction de H_c est opérée sur la grille grosse (niveau 1). Elle s'écrit :

$$\bar{H}_c = \tilde{H}_c + \omega_{fb} r \left(\frac{u_m}{u_{ref}} + 0.1 \right) \left(1 + \frac{F}{F - F_{pa}} \right) \tag{3.27}$$

où $\bar{H}_c$ et $\tilde{H}_c$ sont respectivement la nouvelle et l'ancienne valeur de $\bar{H}_c$. ω_{fb} est le paramètre de sous relaxation, compris entre 0.01 et 0.05 suivant le cas de calcul. Le terme $(u_m/u_{ref} + 0.1)$ est utile lors des calculs avec une vitesse variable, il permet de transcrite la diminution de H_c lors de la diminution de la vitesse. Le terme $(1 + F/(F - F_{pa}))$ permet de corriger le coefficient en fonction de la part de la portance apportée par les aspérités.

3.3.2 Algorithme complet de calcul

Les calculs commencent toujours par la résolution du contact lisse en stationnaire. Puis au cours du calcul transitoire, les stries vont entrer et parcourir le contact. Le calcul s'arrête généralement quand les variables telles que la hauteur centrale de film, les coefficients de frottement ou les débits sortants présentent des variations périodiques.

L'algorithme de calcul commence avec le calcul de H et de G et l'initialisation de P, H_{oil} et θ. Les initialisations s'écrivent :

$$P_{i,j} = 0 \tag{3.28}$$

$$H_{oil(i,j)} = \min(H_{oila}, H) \tag{3.29}$$

$$\theta_{i,j} = \frac{H_{oil(i,j)}}{H_{i,j}} \tag{3.30}$$

L'algorithme complet est décrit figure 3.5. Il intègre la correction de H_c. Le processus à chaque pas de temps se termine par le calcul de la force et du coefficient de frottement.

3.4 Améliorations du processus de résolution

3.4.1 Représentation des stries sur la grille grosse

3.4.1.1 Définition d'une grille grosse particulière

La profondeur et la taille des stries des surfaces texturées pose un problème de représentativité des stries sur la grille grosse (niveau 1). Le cas test est composé d'un motif géométrie 2. La coupe

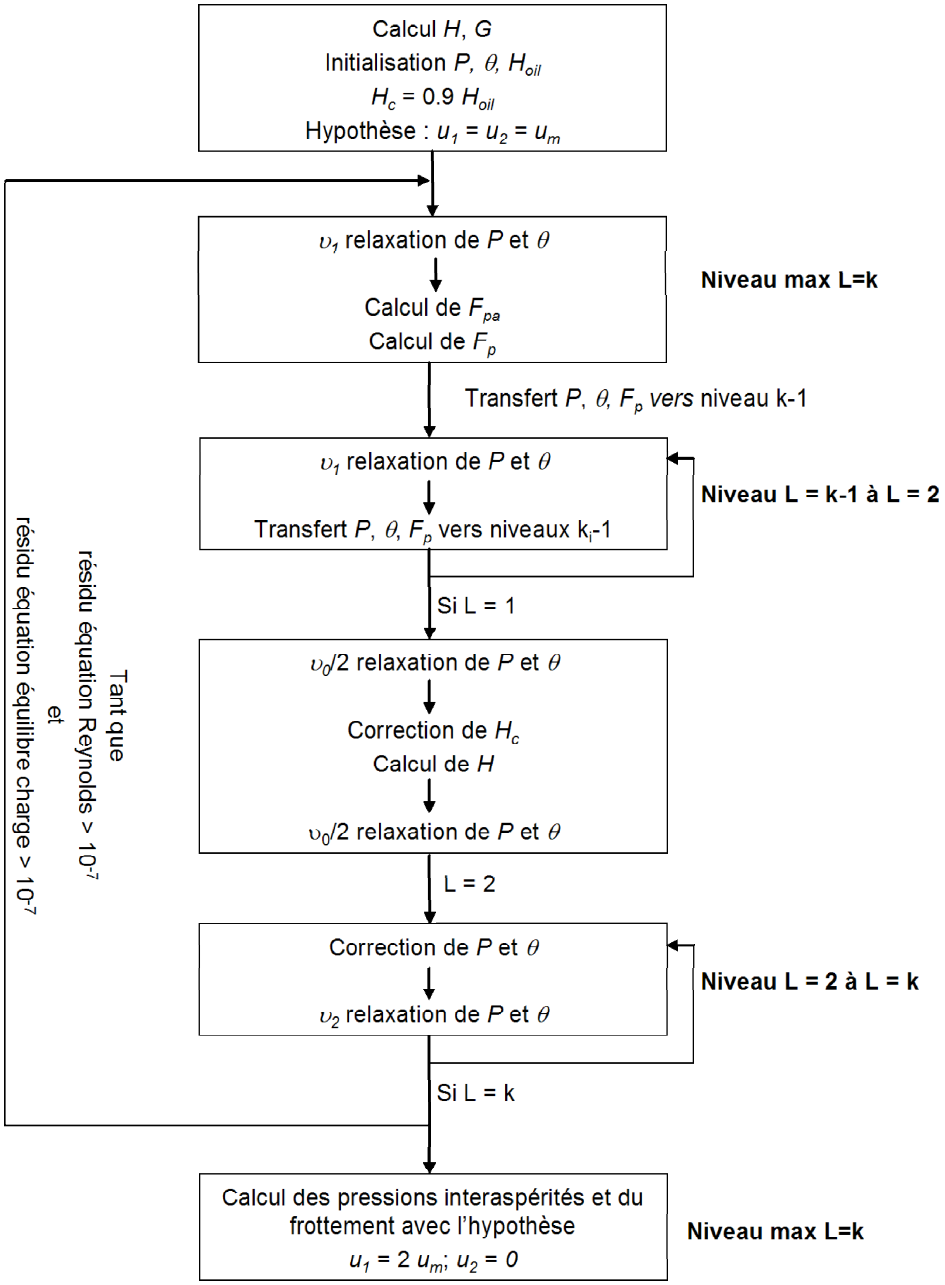


FIG. 3.5: *Algorithme de calcul*

d'une strie sur la grille fine de 512 points et la grille grosse de 16 points est donnée figure 3.6. On constate que cette strie n'est représentée plus que par un point sur la grille grosse. Ceci est insuffisant et entraîne des problèmes de convergence.

Pour résoudre ce problème, il faut revenir à l'équation de Reynolds et s'attacher à la physique du problème. Pour rappel, elle s'écrit sous sa forme adimensionnée :

$$\frac{\partial}{\partial X}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Y}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial Y}\right)=\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{X}}+\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{T}}. \tag{3.31}$$

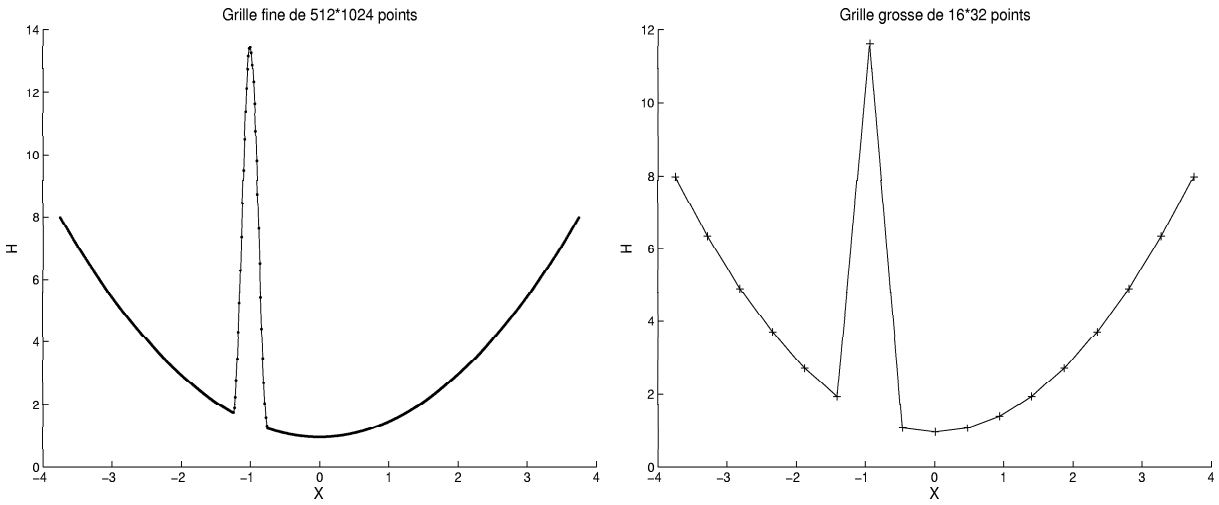


FIG. 3.6: *Représentation d'une strie (profondeur = 12 et de largeur =0.5) sur la grille fine (niveau 6) et la grille grosse*

L'équation de Reynolds traduit la conservation du flux de lubrifiant dans le contact. Les termes en H^3 [NOU 05] ne sont pas des inconnues de l'équation de Reynolds. Du fait de la profondeur des stries dix fois supérieure à la hauteur de film, la variation de ces termes entre la strie et son voisinage est de l'ordre de 10^3. Physiquement, ils représentent la conductance du contact en terme de flux de Poiseuille suivant la direction X et Y. $R = 1/H^3$ est donc la résistance qu'oppose la géométrie du contact au flux de Poiseuille. Sur la grille fine, ces résistances sont égales en chaque point dans les directions x et y. Par contre, lors du passage sur les grilles grosses, il faut assurer une équivalence des valeurs des résistances et différencier les deux directions de l'écoulement. La définition présentée ci-dessous d'une grille grosse particulière ne concerne que les termes en H^3 de l'équation de Reynolds et va permettre de définir les termes de conductance équivalente II^3_{eqx} et II^3_{eqy} suivant les directions X et Y sur les grilles grosses.

La figure 3.7 représente :

- une grille fine de pas h dont les points sont définis par les intersections des droites. Les indices des points sont de la forme $2I, 2J$.
- la grille deux fois moins fine (pas $H = 2h$) dont les points sont définis par des cercles. Les indices des points sont de la forme I, J.

Lors du passage de la grille de pas h à la grille de pas $H = 2h$, la résistance à l'écoulement au point (I, J) est influencée par la résistance au point d'indice $(2J, 2I)$ et aux huit points voisins $(2I \pm 1, 2J \pm 1)$. Par analogie avec l'électricité, on peut dire que :

- pour l'écoulement suivant X : les trois résistances suivant une ligne de direction X (indice J constant) sont en série et définissent une résistance équivalente (notée R^h_{eqx}). Pour le calcul de la résistance équivalente globale sur la grille de pas H, R^H_{eqx}, trois lignes parallèles à l'axe X de la grille fine sont prises en compte. Les résistances des ces trois lignes parallèles sont placées en parallèle. Une représentation schématique de ce processus est faite figure 3.8.
- Pour l'écoulement suivant Y : les trois résistances suivant une ligne de direction Y (indice I constant) sont en série et définissent une résistance équivalente (notée R^h_{eqy}). Pour le

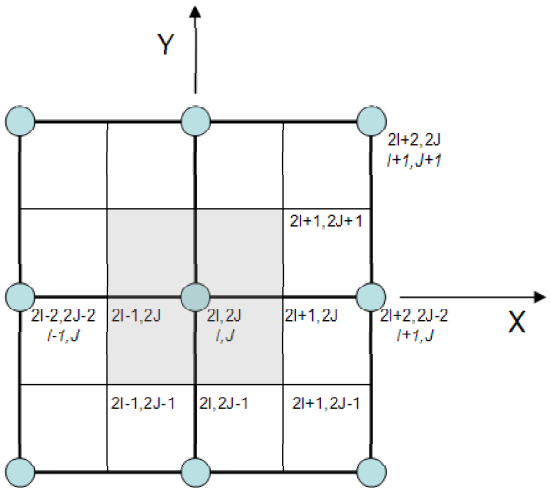


Fig. 3.7: *Représentation de la grille de pas h (indice en bas à droite de chaque point sur la première ligne) et de la grille de pas $H = 2h$ (indice en bas à droite de chaque point sur la deuxième ligne)*

calcul de la résistance équivalente globale sur la grille de pas H, R^H_{eqy}, trois lignes parallèles à l'axe Y de la grille fine sont prises en compte. Les résistances des ces trois lignes parallèles sont placées en parallèle. Une représentation schématique de ce processus est faite figure 3.9.

Les variables suivantes sont définies pour l'écoulement suivant X :
- $1/H^{3h}_{eqx}$: résistance équivalente à l'écoulement suivant l'axe x sur la grille de pas h. Sur la grille fine, on a simplement : $1/H^{3h}_{eqx} = 1/H^3$. H^{3h}_{eqx} est une variable à part entière, elle désigne la valeur du terme H^3 dans la direction x sur la grille de pas h.
- R^h_{eqx} : résistance équivalente suivant X sur chaque ligne parrallèle à l'axe X
- R^H_{eqx} : résistance équivalente sur la grille moins fine de pas H : $R^H_{eqx} = 1/H^{3H}_{eqx}$

La contribution de chaque point est modérée par un opérateur du type "moyenne pondérée" telle que défini pour la restriction entre deux grilles (voir équation 3.22). La résistance équivalente suivant chaque ligne X sur la grille de pas h, R^h_{eqx} s'écrit :

$$R^h_{eqx(I,2J)} = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{H^{3h}_{eq(2I-1,2J)}} + \frac{2}{H^{3h}_{eq(2I,2J)}} + \frac{1}{H^{3h}_{eq(2I+1,2J)}}\right) \tag{3.32}$$

La résistance équivalente sur la grille de pas H s'écrit :

$$H^{3H}_{eq(I,J)} = \frac{1}{R^H_{eqx(I,J)}} = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{R^h_{eqx(I,2J-1)}} + \frac{2}{R^h_{eqx(I,2J)}} + \frac{1}{R^h_{eqx(I,2J+1)}}\right) \tag{3.33}$$

Le calcul de la résistance à l'écoulement suivant y se fait exactement de la même façon, en remplaçant x par y dans le nom des variables et en inversant le rôle des indices I et J.

3.4.1.2 Gain en terme de convergence en régime stationnaire

Une étude des gains de vitesse de convergence est effectuée en régime stationnaire. Une strie fixe est placée en $X = -1$, ses caractéristiques géométriques sont (strie de géométrie 2) :
- $L_1 = 8$

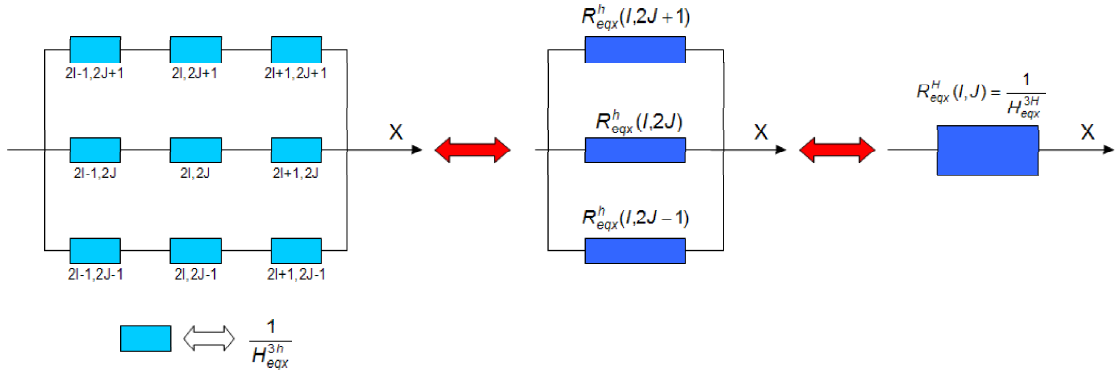


Fig. 3.8: *Définition de la résistance équivalente R_{eqx} sur la grille moins fine suivant l'axe X*

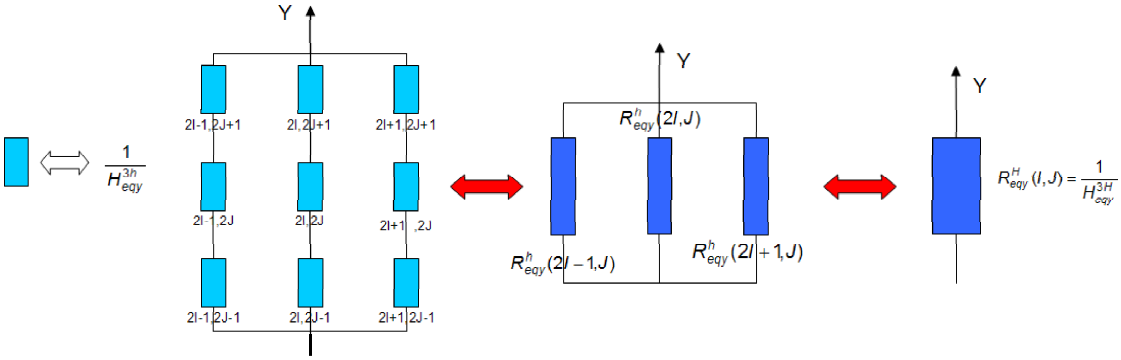


Fig. 3.9: *Définition de la résistance équivalente R_{eqy} sur la grille moins fine suivant l'axe Y*

- $L_m = 15$ (largeur du motif) : longueur de l'espace entre deux stries
- $l = 0.5$ (largeur d'une strie dans le sens X)
- $g_{max} = 12$ (profondeur)

Le domaine de calcul est tel que : $X \in [-3.75, 3.75]$, $Y \in [-7.5, 7.5]$. La grille grosse a 16*32 points, la grille fine, de niveau 6, 512*1024 points. Les représentations des stries sur la grille fine et la grille grosse sont données figure 3.6.

Le calcul est effectué avec une grille grosse normale et avec la grille grosse particulière traitant le terme en H^3 de la façon décrite dans le paragraphe précédant. L'algorithme de calcul est de type FMG, en partant du niveau 1 pour arriver au niveau maximal 6. La figure 3.10 représente le résidu après chaque V-cycle lors du calcul sur le niveau 6. Le résidu diminue beaucoup plus rapidement avec la grille grosse particulière, une performance comparable au calcul avec une surface lisse est atteinte. Le taux de convergence est plus du double. Le temps de calcul peut ainsi être divisé par plus de 2.

3.4.1.3 Grille grosse alternative en régime transitoire

Cette définition de la grille grosse particulière est très efficace en régime stationnaire. Cependant, en régime transitoire, des problèmes apparaissent en certains pas de temps quand la strie entre ou sort de la zone en pression. La solution ne converge pas, le résidu oscille, même avec la grille grosse particulière, comme le montre la figure 3.11. Elle represente le nombre de V-cycles nécessaires pour atteindre un résidu inférieur à 10^{-7} sur l'équation d'équilibre de la charge et sur l'équation de Reynolds lorsqu'une

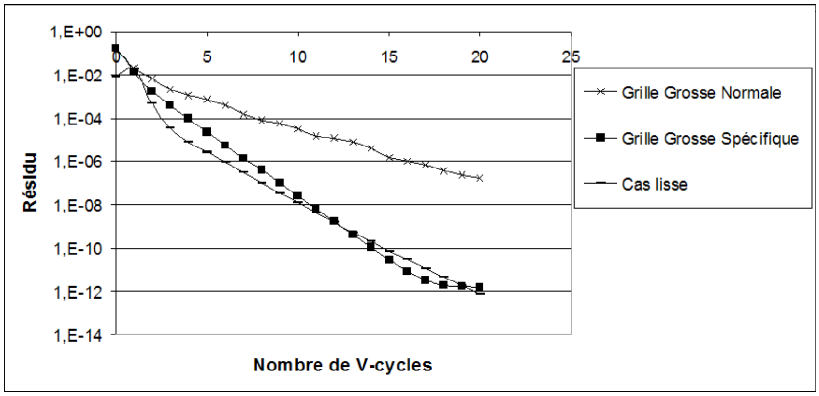


FIG. 3.10: *Evolution du résidu de l'équation de Reynolds en fonction du nombre de V-cycles sur le niveau 6 sans traitement particulier du terme H^3, avec la grille grosse spécifique et avec une surface lisse. Strie centrée en X=-1, régime stationnaire*

strie similaire à celle utilisée dans le paragraphe précédent traverse le contact. Les seuls changements sont une profondeur $g_{max} = 10$ et une grille fine de niveau 5 (256*512 points). Les trois cas traîtés sont :

- sans grille grosse spéciale pour le terme H^3.
- avec la grille grosse particulière définie dans le paragraphe précedent
- avec une grille grosse alternative

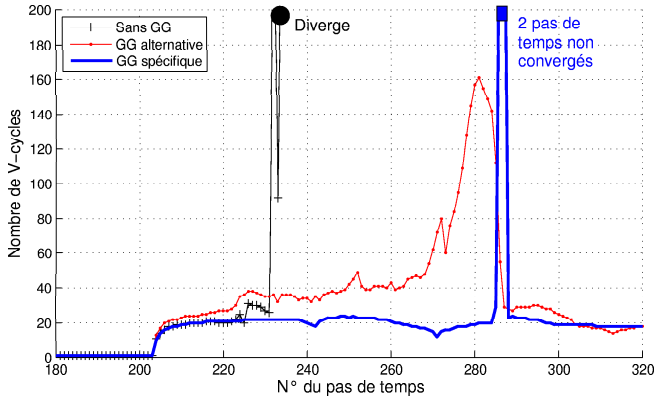


FIG. 3.11: *Nombre de V-cycles nécessaires à chaque pas de temps pour réduire le résidu à moins de 10^{-7} lors de la traversée par une strie de la zone de contact : sans traitement particulier de H^3, avec la grille grosse alternative et avec la grille grosse spécifique. Au pas de temps 0, la strie est centrée en X=-8. Strie centrée en X=0 au pas de temps 273.*

Si le nombre de V-cycles atteint 300, le résidu oscille et que la solution n'est pas convergée. On constate que sans traitement particulier du terme H^3, la solution ne converge pas en de nombreux pas de temps et fini par diverger. Avec la grille grosse particulière, le nombre de V-cycles nécessaires est le plus petit, mais deux pas de temps n'ont pas convergés. Avec la grille grosse alternative, le nombre de V-cycles nécessaires est plus important, mais la convergence est obtenue en chaque pas de temps. Il faut également noter que les problèmes de convergence avec les deux premières grilles n'ont pas pu être résolus en ajustant les paramètres de sous-relaxation et le nombre de pré-relaxations.

La grille grosse alternative définie de façon intuitive une valeur équivalente H^3_{eq} du terme H^3 sur les grilles fines. En partant des valeurs de H^{3h}_{eq} sur la grille fine de pas h, on écrit la valeur H^{3H}_{eq} sur la grille de pas $H = 2h$ de la façon suivante :

$$H^{3H}_{eq(I,J)} = \frac{1}{10}\left(H^{3h}_{eq(2I-2,2J)} + 2H^{3h}_{eq(2I-1,2J)} + 4H^{3h}_{eq(2I-2,2J)} + 2H^{3h}_{eq(2I+1,2J)} + H^{3h}_{eq(2I+2,2J)}\right) \quad (3.34)$$

Sur la grille fine, on a simplement $H^3_{eq} = H^3$. Le traitement est le même pour la direction X et Y. Cette méthode permet d'étaler la strie lors du passage sur les grilles moins fines. Elle évite principalement les problèmes d'oscillation de la solution quand une strie entre ou sort du contact mais est moins efficace en terme de vitesse de convergence pure.

3.4.2 Sous-relaxation et pré-relaxations

La modification de la représentation du problème sur la grille grosse ne permet pas de résoudre tous les problèmes de convergence. Les mesures additionnelles suivantes sont prises :

- ajout de pré-relaxations sur les deux points entourants les frontières libres en début de chaque relaxation sur les grilles complètes.
- ajout de pré-relaxations dans les stries en pression. Le nombre varie de 5 à 20 suivant la profondeur de la strie.
- application d'un coefficient de sous-relaxation sur la correction de P. Celui - ci est compris entre 0.8 et 1.2.

Ces mesure permettent d'éviter dans la plupart des cas la non-convergence de la solution sur des pas de temps particuliers.

3.5 Conclusion

Ce chapitre a présenté la discrétisation des équations du problème, les méthodes numériques utilisées et l'algorithme de calcul. Pour réduire le temps de calcul à un niveau acceptable, la méthode d'accélération multigrille a été utilisée pour la résolution de l'équation de Reynolds. Elle a néanmoins du être adaptée à la géométrie particulière des stries : une profondeur importante et une largeur faible par rapport aux dimensions du contact. En particulier, la profondeur de strie est environ 10 fois plus importante que la hauteur de film hors des stries. Ceci entraîne un variation de l'ordre de 10^3 des termes en H^3. La convergence de l'équation de Reynolds devient très lente en régime stationnaire et impossible en régime transitoire.

Cette optimisation, nouvelle, passe par l'étude de la signification des termes de l'équation de Reynolds. Il s'avère que les termes H^3 représentent la conductance du contact en terme de flux de Poiseuille. Cette conductance doit être représentée correctement sur les grilles moins fines, ce qui a été fait à l'aide d'une analogie au monde de l'électricité. Cette méthode s'est avérée très efficace en régime stationnaire : le même taux de convergence que pour une surface lisse a été atteint. Pour les calculs en régime transitoire, une autre traduction de H^3 sur les grilles grossières a du être utilisée, plus intuitive mais moins efficace, et surtout évitant des non-convergences à certains pas de temps. Maintenant que les méthodes numériques ont été définies, on peut commencer l'étude de différentes géométries de striation et de leur influence sur les performances du contact linéique texturé.

Chapitre 4

Effet de la striation sur le contact linéique sous-alimenté

Le modèle du contact linéique texturé ainsi que les méthodes numériques de résolution ont été présentés dans les chapitres précédents. L'introduction d'une texturation dans un contact a de multiples conséquences : le champ de pression est perturbé, la hauteur de film modifiée et le frottement généré différent. La performance de différentes texturations est évaluée en comparant les variables clefs telles que la hauteur de film avec un cas de référence : la surface non-texturée. Pour pouvoir réaliser une étude paramétrique, des conditions stationnaires doivent être utilisées pour limiter le nombre de variables. Des conditions d'alimentation simples sont appliquées : une sous-alimentation par une couche de lubrifiant ayant une épaisseur (sur les plateaux) constante. Ce chapitre rappelle tout d'abord la théorie du contact linéique non-texturé. Ceci permet de définir les façons possibles de comparer le contact linéique texturé et le contact linéique non-texturé de référence : la comparaison à débit constant et la comparaison à épaisseur d'huile sur les plateaux constante. Puis il montre des solutions types en terme de champ de pression et d'épaisseur de la couche de lubrifiant pour les trois géométries et définit les différences fondamentales qu'il y a entre striations continues et striations créant des poches de lubrifiant. La première étude paramétrique est faite en utilisant la condition de débit constant. Elle compare l'épaisseur de film générée par une surface non-texturée et texturée alimentée par le même volume de lubrifiant. La seconde utilise la comparaison à hauteur d'huile sur plateaux constante. L'étude est faite pour la géométrie 1 et pour la géométrie 2, composée de stries discontinues. Pour les deux géométries, des courbes de prédiction de la réduction de l'épaisseur de film de lubrifiant sont établies. De plus pour la géométrie 1, l'accent est mis sur l'influence de l'angle de striation sur la hauteur de film et sur le coefficient de frottement total. Pour la géométrie 2, une attention particulière est apportée à l'étude de la largeur de strie et de l'évolution du frottement total avec ce dernier paramètre géométrique.

4.1 Le contact linéique lisse

Pour pouvoir caractériser l'effet d'une microstriation sur les performances du contact, il est nécessaire de définir un contact de référence. Celui-ci sera constitué d'un contact entre surfaces lisse, et est assimilable au cas du contact linéique lisse. Cette partie présente la théorie du contact linéique hydrodynamique en régime suralimenté et sous-alimenté.

4.1.1 Le contact suralimenté

4.1.1.1 Hauteur de film théorique

Le contact linéique hydrodynamique suralimenté a déjà été étudié en détail. Il correspond à l'asymptote isovisqueuse rigide du cas général des contacts lubrifiés élastohydrodynamiques. Les travaux numériques de Moes et Venner ont permis d'exprimer la hauteur centrale du film h_{cff} comme :

$$h_{cff} = \frac{2.45 u_m \eta R_x}{f_l} \tag{4.1}$$

où u_m est la vitesse moyenne des surfaces, η la viscosité du lubrifiant, R_x le rayon de courbure réduit des surfaces et f_l la force linéique appliquée au contact et h_r la hauteur de référence prise égale à $1\mu m$. Avec l'adimensionnement présenté au deuxième chapitre, l'épaisseur centrale adimensionnée H_{cff} s'écrit :

$$H_{cff} = \frac{h_{cff}}{h_r} = \frac{2.45}{6F_l} \tag{4.2}$$

où F_l est le paramètre de charge linéique appliquée au contact. Les valeurs généralement utilisées pour l'adimensionnement et le calcul de la charge extérieure sont données en annexe D. La surface est ici considérée comme parfaitement lisse, c'est à dire que $R_q = 0$.

La hauteur de film dans un contact linéique suralimenté est donc proportionnelle à la vitesse et la viscosité du lubrifiant et inversement proportionnelle à la charge. La quantité d'huile en amont du contact est suffisamment importante pour ne pas influencer la hauteur de film au centre du contact : tout apport d'huile nouvelle ne modifie pas la hauteur centrale de film.

4.1.1.2 Validation du code numérique développé

Le code numérique développé à partir du modèle présenté au chapitre 2 englobe le cas du contact linéique lisse suralimenté. Les hauteurs de films obtenus doivent donc être similaires à celles obtenues par les formules citées ci-dessus. Pour se placer dans le cas suralimenté, il faut placer la frontière d'entrée du domaine de calcul suffisamment loin du centre du contact. En effet, la position du ménisque d'entrée de la zone en pression correspond à la frontière du domaine de calcul et une position trop proche imposerait une sous-alimentation numérique du contact.

Le tableau 4.1 présente la hauteur centrale du film en fonction de la charge linéique appliquée. La position de la frontière d'entrée du contact est précisée. La valeur du paramètre M_l de Moes est également donnée. M_l doit être inférieur à 0.5 pour respecter l'hypothèse du contact isovisqueux rigide.

Les calculs montrent une très bonne corrélation entre les résultats numériques et la formule analytique de Moes et Venner. Le code du contact linéique est ainsi validé. Les distances du bord du domaine de calcul au centre du contact (10mm) sont incompatibles avec la taille d'un segment (1-3mm). Le contact segment-chemise ne pourra pas atteindre ces épaisseurs de film du fait de cette limitation physique.

4.1.2 Le contact linéique sous-alimenté

4.1.2.1 La hauteur de film

Dans un contact sous-alimenté, la quantité de lubrifiant disponible en entrée du contact est insuffisante : le remplissage en huile du convergent n'est que partielle. L'épaisseur de film centrale H_c

Charge	M_l	X_a	H_{cff} **théorique**	H_c **calculée**	**Différence (%)**
0.04525	0.01	-40 (4.4mm)	9.02	8.94	1 %
0.0905	0.02	-25 (2.8mm)	4.51	4.45	1.3 %
0.181	0.04	-20 (2.2mm)	2.26	2.24	1 %
0.4525	0.1	-15 (1.65mm)	0.902	0.907	1 %
0.905	0.2	-10 (1.1mm)	0.451	0.455	1 %
1.81	0.4	-5 (0.55mm)	0.226	0.224	1.3 %

Tab. 4.1: *Epaisseur de film centrale pour un contact linéique parfaitement lisse ($R_q = 0$)*

dépend ainsi essentiellement de l'épaisseur de film en amont du contact. On appelle H_{oila} la quantité de lubrifiant se trouvant sur la surface qui se déplace à la vitesse u_m, donc dans des conditions de roulement pur. La position de la frontière du domaine en pression est déterminée automatiquement. Pour quantifier la sous-alimentation, on définit le degré de sous-alimentation r_c, rapport entre H_{oila} et la hauteur de film centrale du contact suralimenté soumis aux mêmes conditions de charge et de vitesse :

$$r_c = \frac{H_{oila}}{H_{cff}} \tag{4.3}$$

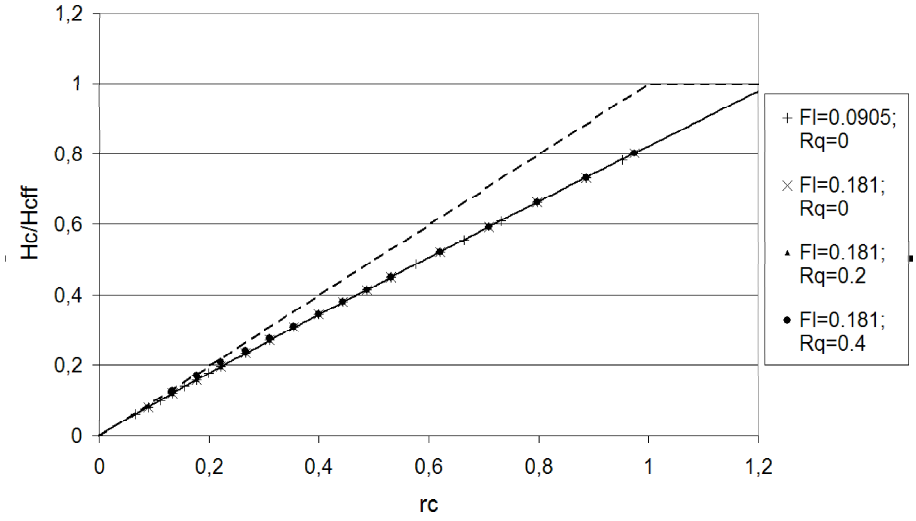


Fig. 4.1: *H_c/H_{cff} est fonction de r_c pour une surface non texturée. Courbe d'approximation pour $R_q = 0\mu m$ (trait plein). Asymptotes (traits discontinus)*

La figure 4.1 présente les épaisseurs de film centrales pour deux cas de charge et trois rugosités de surface. Le graphique donne le rapport entre épaisseur centrale pour la surface non-texturée et épaisseur centrale dans le cas suralimenté en fonction du degré de sous-alimentation. Avec une rugosité de surface nulle ($R_q = 0\mu m$), on constate que les points pour les deux cas de chargement se regroupent sur une courbe d'équation :

$$\frac{H_c}{H_{cff}} = 0.82 {r_c}^{0.95} \tag{4.4}$$

La relation est quasi linéaire. Elle est valable tant que H_c/H_{cff} est inférieur à 1, l'épaisseur centrale de film ne peut en effet pas être supérieure au cas suralimenté. La droite $H_c/H_{cff} = 1$ est la

deuxième asymptote de la courbe, la première étant $H_c/H_{cff} = r_c$ quand r_c tend vers 0. L'épaisseur de film au centre du contact ne peut en effet pas être supérieure à l'épaisseur en amont du contact.

Si la surface est rugueuse ($R_q > 0$), l'épaisseur centrale de film est légèrement supérieure à l'épaisseur centrale pour une surface lisse tant que $H_{oila} < 3R_q$. Dans ce cas, on s'approche plus rapidement de la première asymptote. Si $H_{oila} < R_q$, on entre dans les conditions de lubrification limite, la charge est majoritairement supportée par les aspérités, la théorie de la lubrification hydrodynamique ne s'applique plus.

4.1.3 Le frottement

Le frottement dans le contact linéique sous-alimenté est calculé suivant la méthode décrite au chapitre 2. Trois rugosités de surface sont utilisées ainsi que deux cas de chargement pour la mise en évidence des phénomènes physiques essentiels. La figure 4.2 représente le coefficient de frottement total. On constate que :

- Pour $R_q = 0\mu m$, le coefficient de frottement est faible, le frottement n'est dû qu'au cisaillement visqueux du fluide. Il diminue avec la charge, ce qui est prédit par les courbes de Stribeck originelles. Le coefficient de frottement est minimal pour $r_c \approx 0.5$. Ce sont les conditions optimales en terme de frottement pour un contact linéique parfaitement lisse.
- Pour $R_q > 0$, le coefficient de frottement augmente rapidement dès que $H_{oila} < 3R_q$. Les frottements entre aspérités apparaissent. L'entrée dans le régime de lubrification mixte dépend essentiellement de R_q.
- Quand $H_{oila} < R_q$ le coefficient de frottement fini par atteindre la valeur pour le contact sec, prise égale à 0.15.

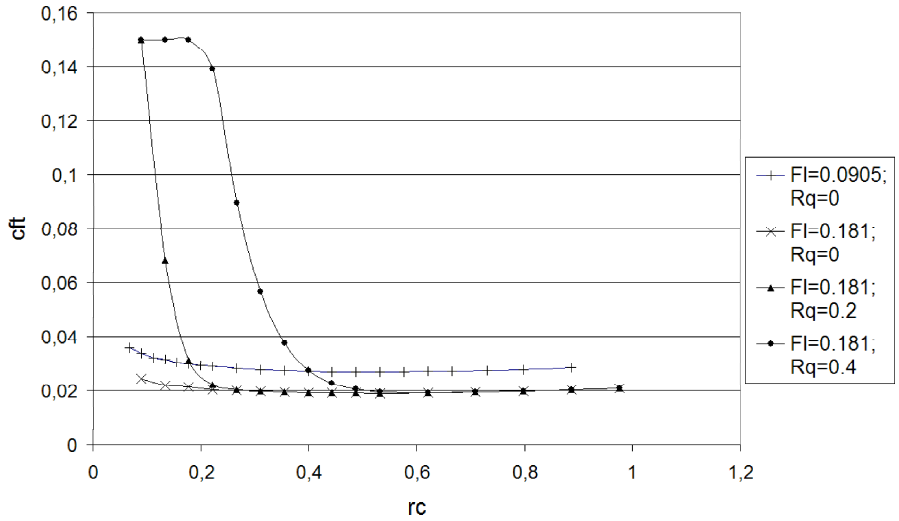


Fig. 4.2: *cft en fonction de r_c pour une surface non texturée*

4.1.4 Conclusion

Cette partie a permis de définir et d'étudier le cas de référence qu'est le contact linéique sous-alimenté entre surfaces non-texturées. Elle a mis en évidence la dépendance de H_c à la hauteur d'alimentation en lubrifiant. Pour $H_{oila} < 3R_q$, la rugosité de la surface influe également sur H_c. En terme

de frottement, l'existence d'un optimum a été démontrée. Pour des hauteurs d'alimentation telles que $H_{oila} < 3R_q$, la rugosité de la surface est le paramètre d'ordre un influençant le frottement. Cette relation défini l'entrée dans le régime mixte et l'augmentation du frottement à cause des interactions interaspérités. Pour $H_{oila} < R_q$, ces interactions sont dominantes, on est en régime limite, le coefficient de frottement est le même que pour un contact sec.

4.2 Comparaison entre surface lisse et surface rainurée

Dans la section 2.2.1 ont été définies les conditions d'alimentation du contact texturé. Trois variables ont été définies :

- H_{oila} : hauteur d'huile sur les plateaux de la surface texturée à l'entrée du contact
- H_{oilreq} : hauteur d'huile moyenne contenue dans les stries d'une surface texturée
- H_{oileq} : hauteur d'alimentation équivalente pour la surface non-texturée : $H_{oileq} = H_{oila} + H_{oilreq}$

Il y a deux façons de comparer surface striée et surface non-texturée : à débit constant (la surface non-texturée est alimentée avec la hauteur H_{oileq}), façon la plus rigoureuse scientifiquement, ou à hauteur d'huile sur plateaux constante (la surface non-texturée est alimentée avec la hauteur H_{oila}), situation plus probable au niveau de la segmentation. La figure 4.3 explicite ces deux façons d'alimenter le contact.

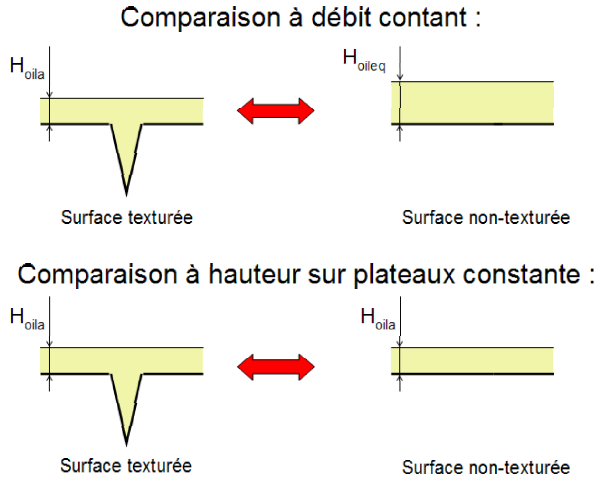


Fig. 4.3: *Comparaisons possibles entre surface texturée et surface non-texturée*

Pour chaque contact texturé, les paramètres suivants sont calculés :

- H_{cr} : hauteur centrale sur plateaux moyennée sur une période des variation de H_c (soit un motif) : c'est la moyenne de $H(0,0) - G(0,0)$.
- cft_r : coefficient de frottement moyen
- cfv_r : coefficient de frottement visqueux moyen

Pour les contacts non-texturés équivalents, les paramètres suivant sont définis :

- H_c, cft, cfv hauteur de film centrale, coefficient de frottement total et visqueux pour le contact non-texturé alimenté avec une hauteur de lubrifiant H_{oila}
- H_{ceq} : hauteur de film centrale pour le contact non-texturé alimenté avec une hauteur de lubrifiant H_{oileq}

4.3 Forme générale de la solution pour une surface texturée

Tous les calculs commencent avec une surface non-texturée puis le motif de striation entre et parcourt le contact à vitesse, charge et viscosité constantes. Ce paragraphe présente la forme générale de la solution pour les surfaces texturées. Il met en évidence la modification du champ de pression et les variations de hauteur de film de lubrifiant et de coefficient de frottement induit par la texturation des surfaces. Les illustrations sont faites avec des plateaux parfaitement lisses : $R_q = 0\mu m$.

4.3.1 Surface "Géométrie 1" : Stries continues croisées

Les résultats généraux sont illustrés avec le cas suivant :
- Largeur du motif : $D = 17.66$
- Angle interstrie : $\alpha = 45^o$
- Largeur de strie : $L = 0.5$
- Profondeur de la strie : $G_{max} = 10$
- Charge adimensionnée : $F_l = 0.0905$
- Hauteur du film d'huile sur plateaux : $H_{oila} = 1$

4.3.1.1 Le champ de pression

La figure 4.4 présente la localisation des stries, le champ de pression et une coupe du champ de pression suivant la droite ($Y = 0$). La présence des stries perturbe fortement le champ de pression. Au niveau des stries, la pression est faible, de l'ordre de dix fois inférieure à la pression maximale, et quasiment constante. Leur grande profondeur empêche une génération de pression plus importante. Ainsi, il y a perte de portance au niveau des stries. Cette perte de portance est compensée par des surpression sur les plateaux : pour ce pas de temps, la pression maximale est $P_{max} = 0.14$ alors que pour le cas lisse, $P_{max} = 0.094$.

Le gradient de pression dans les stries est très faible et tend vers 0 quand la profondeur de la strie augmente. Pour expliquer ce phénomène, il faut revenir à l'équation de Reynolds :

$$\frac{\partial}{\partial X}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial Y}\right) = \frac{u_m}{u_{ref}}\frac{\partial \theta H}{\partial X} + \frac{\partial \theta H}{\partial T}. \tag{4.5}$$

Les deux premiers termes représentent les flux générés par les gradients de pression ou flux de Poiseuille. Dans les stries :
- H^3 est 1000 fois plus important qu'en dehors des stries (car dans la strie $H \approx 10$ alors que sur les plateaux $H \approx 1$)
- Ainsi les terme $H^3\partial P/\partial X$ et $H^3\partial P/\partial Y$ doivent être de plusieurs ordres de grandeur plus petits dans les stries pour respecter l'équation de Reynolds.

Les faibles gradients de pression expliquent également la petite pression persistante dans ces stries : comme elles traversent le champ de pression et comme la condition aux limites est $P = 0$, la pression ne peut atteindre que de faibles valeurs. Du fait des valeur de H^3, le flux de Poiseuille généré dans les stries est quand même très important.

Le champ de pression est également étendu par la striation : la strie permet de générer un champ de pression plus rapidement en amont du contact et d'étendre le champ de pression derrière le contact. Dans ces stries sous pression, le film d'huile est plein et le flux de lubrifiant est possible.

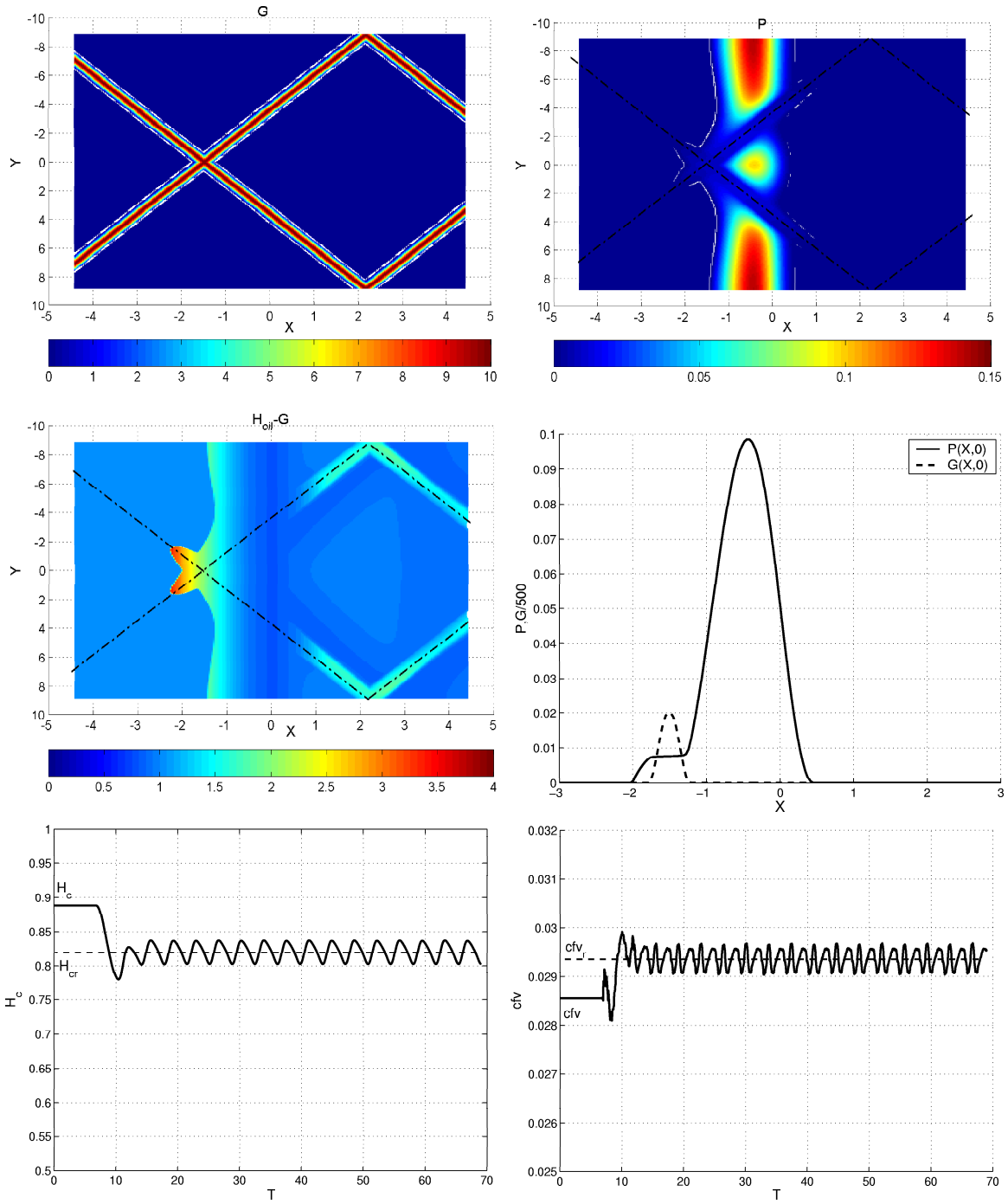


Fig. 4.4: *Position et profondeur G des stries, champ de pression P (avec axes des stries), hauteur du film d'huile au dessus des plateaux ($H_{oil} - G$) et coupe du champ de pression et du profil des stries en $Y = 0$ au pas de temps 512. Variations de la hauteur centrale du film d'huile et du coefficient de frottement visqueux au cours du temps. Surface texturée de géométrie 1 définie précédemment*

4.3.1.2 La hauteur de film d'huile

La figure 4.4 montre la hauteur de lubrifiant située au-dessus des plateaux et des stries ($H_{oil} - G$). On peut interpréter l'image comme une vue de dessus du contact. Les couleurs n'interprètent que le lubrifiant situé au dessus du plan défini par les plateaux. Les stries sont complètement remplies d'huile

mais ne sont pas représentées. La figure 4.4 donne également les variations de la hauteur centrale d'huile sur les plateaux H_c en fonction du temps.

Le champ de film d'huile plein est étendu de la même façon car pour pouvoir générer de la pression, le film d'huile doit être complet. Par ailleurs le flux d'huile complémentaire dans les stries crée des bourrelets de lubrifiant sur et au voisinage des stries. Sur les plateaux, l'épaisseur d'huile disponible est réduite. Ceci est confirmé par la courbe de l'épaisseur centrale : H_c est plus faible quand la striation traverse le contact et oscille légèrement en fonction de la position du motif.

Ces observations montrent que les stries continues inclinées sont des tuyaux qui génèrent un flux de lubrifiant très important. Elles aspirent le lubrifiant qu'il y a sur les plateaux pour le faire transiter par les stries. Même si les dérivées partielles de la pression y sont faibles, le flux de Poiseuille est important. Les stries continues inclinées ont donc tendance à aspirer le lubrifiant des plateaux et de l'expulser de la zone active du contact.

Pour finir, on peut noter que pour un contact lisse alimenté par le même volume moyen de lubrifiant, la hauteur centrale d'huile H_{ceq} serait de 1.48.

4.3.1.3 Le coefficient de frottement

La figure 4.4 montre enfin la variation du frottement visqueux. Celui-ci augmente quand la striation traverse le contact et oscille suivant la position du motif. Ceci s'explique par des pertes visqueuses plus fortes générées par les flux dans les stries et par la baisse de l'épaisseur de film sur les plateaux. Pour la géométrie 1, le coefficient de frottement visqueux moyen est toujours plus important que pour la surface non-texturée opérant dans des conditions équivalentes.

4.3.2 Surface "Géométrie 2" : Stries discontinues

Les résultats généraux sont illustrés avec le cas suivant :
- Longueur de la strie : $L_1 = 13.24$;
- Distance entre deux lignes de stries : $D = 5$
- Largeur d'une strie : $L = 0.5$;
- Profondeur de la strie : $G_{max} = 10$
- Charge adimensionnée : $F_l = 0.0905$
- Hauteur du film d'huile sur plateaux : $H_{oila} = 1$

4.3.2.1 Le champ de pression

Le champ de pression et sa coupe au pas de temps 704 sont représentés figure 4.5. Comme pour la géométrie 1, le champ de pression est perturbé par la striation. Dans la strie, la pression est plus faible et à peu près constante. Le gradient de pression tend vers 0 quand la profondeur de la strie augmente. Ceci s'explique par la même compétition entre les termes de l'équation de Reynolds que pour la géométrie 1. De la même façon que précédemment, des surpressions doivent être générées sur les plateaux pour compenser la perte de portance dans les stries. Le champ de pression est légèrement étendu, surtout quand les stries entrent ou sortent du contact.

Cependant des différences fondamentales avec la géométrie 1 apparaissent. La strie étant ici

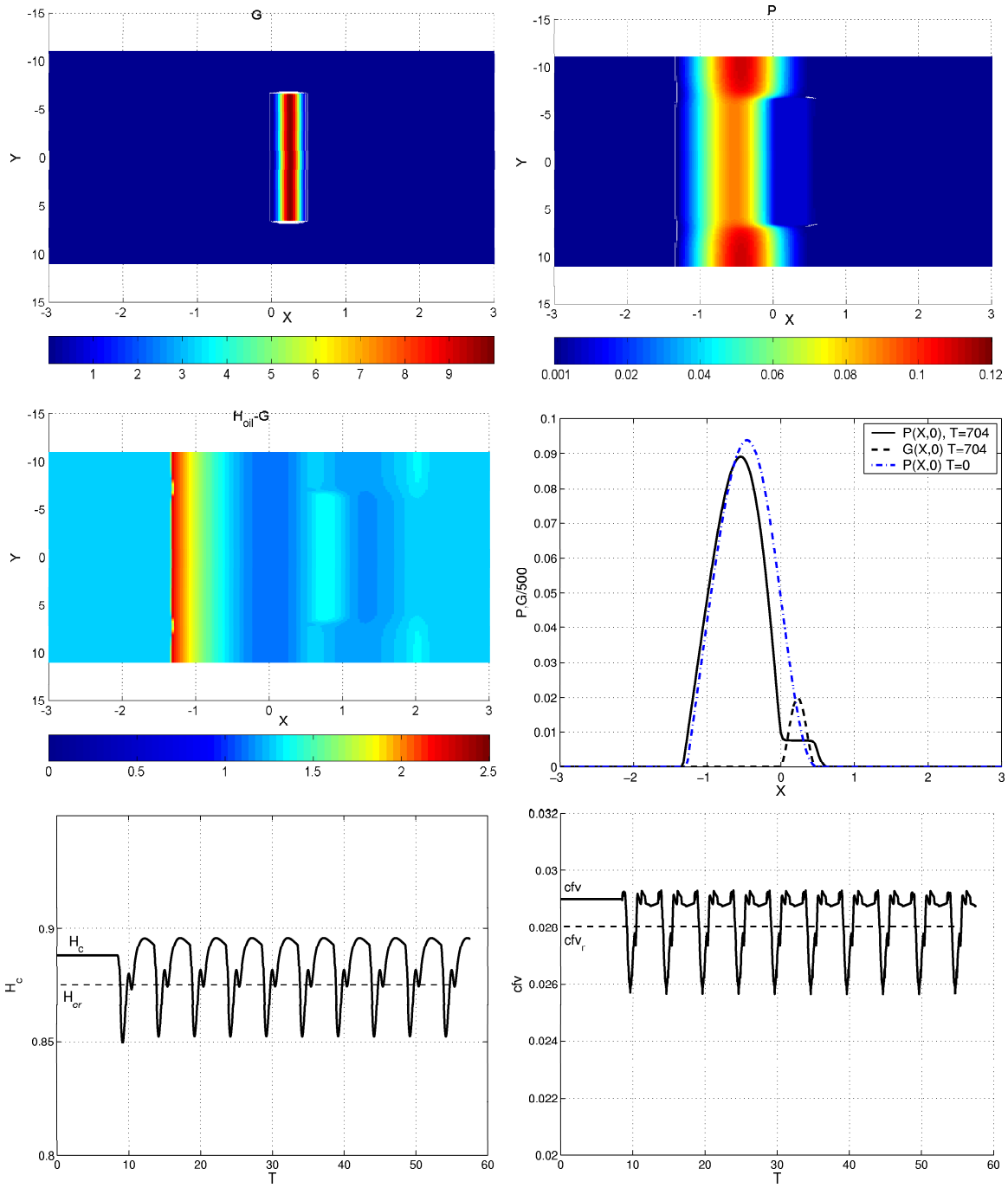


FIG. 4.5: *Position et profondeur G des stries, champ de pression P, hauteur du film d'huile au dessus des plateaux ($H_{oil} - G$) et coupe du champ de pression et du profil des stries en $Y = 0$ au pas de temps 704. Variations de la hauteur centrale du film d'huile et du coefficient de frottement visqueux au cours du temps. Surface texturée de géométrie 2 définie précédemment*

complètement enfermée dans le champ de pression, la pression dans la strie dépend directement de sa valeur juste devant la strie. Celle-ci ne pouvant supporter que des pressions faibles, elle déforme le champ de pression en aval et en amont, les conditions en terme de pression aux bords de la strie n'étant pas nulles mais égales au champ de pression généré par le profil général du segment. Il n'y a pas de flux de Poiseuille complémentaire dans les stries et d'expulsion du lubrifiant de la zone centrale.

La strie se comporte comme une poche remplie d'huile qui traverse le contact.

Enfin, il n'y a jamais eu de cavitation constatée dans les stries. Pour rappel, le problème est ici résolu avec l'équation de Reynolds sous-alimentée. Celle-ci respecte la condition de conservation de débit en cas de reformation du film et est valable dans des conditions de roulement pur.

4.3.2.2 La hauteur de film d'huile

La figure 4.5 montre l'épaisseur de lubrifiant au dessus des plateaux ($H_{oil} - G$) et les variations de l'épaisseur centrale d'huile au dessus des plateaux quand la striation traverse le contact. On constate que la strie modifie l'épaisseur de lubrifiant et étend légèrement le champ d'huile plein.

Quand la strie entre dans le contact, la hauteur d'huile sur les plateaux diminue brutalement. Ceci induit la génération de surpressions sur les plateaux qui compensent la perte de portance dans la strie. Un moindre flux d'huile peut passer dans le contact et du lubrifiant s'accumule devant le segment. Quand la strie sort de la zone en pression, H_c augmente pour atteindre des valeurs supérieures qu'en contact lisse. Dans cette phase, le lubrifiant accumulé devant le segment est résorbé. Le phénomène se répète lorsque chaque strie traverse le contact.

L'épaisseur d'huile derrière le contact est modifié. Des surépaisseurs d'huile apparaissent devant les stries. L'épaisseur d'huile diminue ensuite. Ces variations sont les résultats des ocillations de l'épaisseur centrale de lubrifiant.

Pour finir, on peut noter que pour un contact lisse alimenté par le même volume moyen de lubrifiant, la hauteur centrale d'huile H_{ceq} serait de 1.14.

4.3.2.3 Le coefficient de frottement visqueux

La figure 4.5 donne finalement les variations du coefficient de frottement visqueux pour ce cas. Quand la striation traverse le contact, il se met à osciller. La valeur moyenne dépend de la géométrie de la striation et des conditions d'alimentation. Elle peut être plus faible ou plus importante que pour le contact lisse avec une hauteur d'alimentation égale à la hauteur d'huile sur les plateaux.

4.3.3 Surface "Géométrie 3" : Coupelles

Les résultats généraux sont illustrés avec le cas suivant :
- Diamètre des coupelles : $L = 2$;
- Distance entre deux axes de coupelles suivant X : $D = 5$
- Distance entre deux axes de coupelle suivant Y : $D = 4.4$
- Profondeur de la coupelle : $G_{max} = 10$
- Charge adimensionnée : $F_l = 0.0905$
- Hauteur du film d'huile sur plateaux : $H_{oila} = 1$

La figure 4.6 présente la position de la coupelle, le champ de pression, une coupe du champ de pression et l'épaisseur du film d'huile au pas de temps 1216. Elle donne également l'évolution de la hauteur centrale de film et du coefficient de frottement visqueux lorsque les stries traversent le contact.

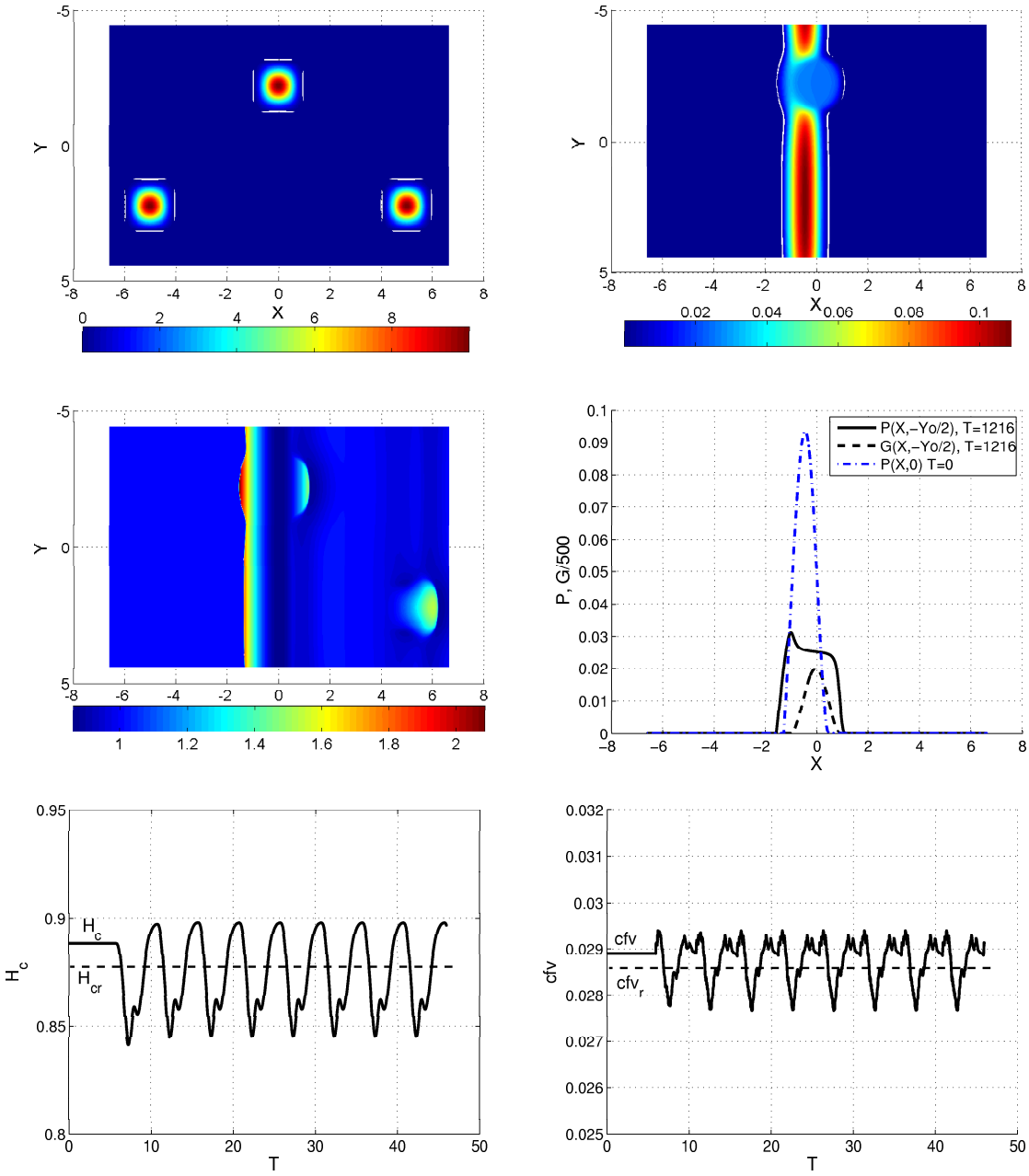


Fig. 4.6: *Position et profondeur G des stries, champ de pression P (avec axes des stries), hauteur du film d'huile au dessus des plateaux ($H_{oil} - G$) et coupe du champ de pression et du profil des stries en $Y = -Y_o/2$ au pas de temps 1216. Variations de la hauteur centrale du film d'huile et du coefficient de frottement visqueux au cours du temps. Surface texturée de géométrie 3 définie précédemment*

Les phénomènes rencontrés sont les mêmes que pour la surface de striation de géométrie 2. Lorsqu'une coupelle entre dans le contact, l'épaisseur de film d'huile chute brutalement. Un faible volume d'huile est poussé derrière le contact. La pression chute dans la coupelle et la dérivée de la pression tend vers 0. Lorsque la coupelle sort du contact, l'épaisseur centrale remonte pour atteindre un maximum supérieur à la valeur avec une surface non-texturée. Ceci est dû à la dissipation de l'huile accumulée devant le contact lorsque la strie y est entrée. Finalement, une surépaisseur d'huile est formée juste devant la strie.

Le comportement est donc similaire que pour la strie rectangulaire. En effet, le type de strie est le même : ce sont des poches fermées de lubrifiant. Seule change la forme de la perturbation : circulaire au lieu de rectangulaire.

4.3.4 Conclusion

Ces résultats permettent de classifier les motifs de texturation en deux catégories pour la lubrification sous-alimentée uniforme :

- les stries continues débouchantes : elles se caractérisent par des stries qui traversent le champ de pression
- les poches (stries discontinues ou coupelles) : elle se caractérisent par des stries qui sont enfermées entièrement dans le champ de pression

Les stries débouchantes se caractérisent par une pression toujours faible dans la strie du fait de la grande profondeur des stries et de la possibilité de l'écoulement du lubrifiant du centre vers les bords du contact grâce à un faible gradient de pression. Le champ en pression est ainsi étendu dans les stries. La hauteur centrale moyenne de film est toujours plus faible que pour le contact lisse équivalent et le coefficient de frottement visqueux est plus important pour $\alpha > 20^o$.

Le deuxième groupe se caractérise par une pression faible et quasi constante dans la strie pour chacune de ses positions. L'huile est enfermée dans la strie. En ce qui concerne les hauteurs de film d'huile, H_{cr} est toujours plus faible que H_c et que H_{ceq}. Le coefficient de frottement visqueux peut être, soit plus grand, soit légèrement plus faible que pour la surface lisse équivalente. Les observations très proches pour les géométries 2 et 3 des stries permettent de se concentrer que sur un seul type de stries "poches", les stries discontinues.

4.4 Comparaison de l'épaisseur de film d'huile à débit constant

La façon la plus rigoureuse de comparer deux contacts sous-alimentés est de se placer à débit de lubrifiant constant. Ceci permet de définir la performance brute d'une surface texturée. Dans l'intégralité de l'étude, les conditions de sous-alimentation du contact sont respectées. Deux quantités sont définies pour cette étude :

- H_{oilreq}/H_{oieq} : C'est le rapport entre le volume d'huile contenu dans les stries et le volume d'huile total. Cela représente donc le pourcentage/100 du volume d'huile qui est amenée par les stries.
- H_{cr}/H_{ceq} : C'est le rapport entre la hauteur centrale moyenne sur plateaux pour le contact texturée et la hauteur centrale pour le contact lisse alimentée par le même volume de lubrifiant. Ceci représente le rapport entre l'épaisseur de film effectivement généré par la surface texturée et l'épaisseur de film qui serait générée par un contact entre surfaces lisses alimentées par le même volume de lubrifiant et opérant dans les mêmes conditions cinématiques et de chargement.

La figure 4.7 représente H_{cr}/H_{ceq} en fonction de H_{oilreq}/H_{oieq} pour les trois types de motifs. Pour un pourcentage a d'huile transportée par les stries, on obtient le pourcentage de portance créée par la surface texturée par rapport à la surface lisse.

Tous les points calculés suivent la droite $y = 1 - x$. On ne note pas de différence entre les trois types de motifs. Ainsi, si, par exemple, 20% de l'huile est transportée par les stries, on ne génère que 80% de l'épaisseur qu'on aurait obtenu pour un contact lisse alimenté avec le même volume d'huile. L'huile apportée par les stries ne participe pas à la séparation entre les plateaux de la chemise

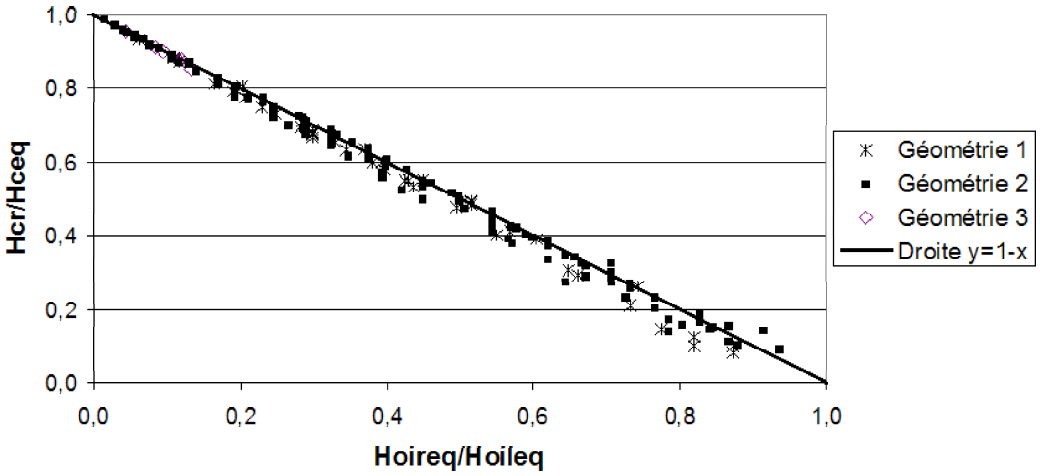


FIG. 4.7: *Rapport entre l'épaisseur de film centrale sur plateaux pour une surface texturée et l'épaisseur de film pour le contact lisse équivalent en fonction du pourcentage d'huile contenu dans les rainures. Etude à débit constant*

et le segment, elle ne génère donc pas de portance complémentaire. Ceci est valable si on ne change pas fondamentalement l'épaisseur de lubrifiant.

4.5 Etude à épaisseur d'huile sur plateaux constante

La comparaison à épaisseur d'huile sur plateaux identique est plus pertinente pour les conditions rencontrées dans le contact réel entre le segment et la chemise. En effet, on peut imaginer que dans des conditions stabilisées, les stries sont complètement remplies de lubrifiant. Une couche d'huile d'épaisseur définie et stable d'un cycle moteur au suivant recouvre les plateaux de la chemise et les stries. Il est intéressant de connaître l'influence de différentes géométries de texturation sur l'épaisseur de film et le frottement avec la même épaisseur de lubrifiant sur les plateaux. Des conditions de fonctionnement stationnaires sont utilisées pour pouvoir réaliser une étude paramétrique.

4.5.1 Texturation de géométrie 1 : Stries continues croisées

4.5.1.1 Déroulement et précision des calculs

Pour réaliser l'étude paramétrique, la solution en terme de champ de pression, d'épaisseur de film et de coefficient de frottement est calculée pour de nombreux motifs dans des conditions stationnaires en terme de charge et d'hauteur d'alimentation en lubrifiant. Comme expliqué dans le troisième chapitre, le calcul pour chaque surface commence avec une surface non-texturée puis la striation entre et traverse le contact. Le calcul continue tant que les variables considérées ne présentent pas de variations périodiques.

Pour définir la taille du maillage nécessaire pour atteindre une précision de calcul suffisante, on peut comparer l'écart entre les solutions sur un maillage de pas h et le maillage de pas $2h$. Si cette différence est inférieure au 1%, un nouveau raffinement du maillage n'apportera que moins de 1% de précision supplémentaire. Le tableau 4.2 présente les valeurs de la hauteur centrale moyenne et des coefficients de frottement moyen pour les quatre pas de maillage différents pour un motif de

géométrie 1 tel que $\alpha = 45^o$, $l = 0.5$, $D = 14.93$, $F_l = 0.0905$ et $H_{oila} = 1$.

ΔX	H_{cr}	cfv_r	cft_r
0.1098	0.8085	0.0284	0.0390
0.05488	0.8120	0.0287	0.0394
0.02744	0.8130	0.0289	0.0394
0.01372	0.8131	0.0290	0.0395

Tab. 4.2: *Hauteur moyenne centrale de film d'huile, coefficient de frottement visqueux et total pour 4 tailles de pas de maillage*

Les valeurs de H_{cr} et cfv_r dépendent de la taille du maillage. En passant d'un pas de 0.055 à un pas de 0.027, les différences de résultats sont importants. Par contre entre le maillage de pas 0.027 et de pas 0.014, la différence est de 0.4%. Ainsi, le gain est très faible en passant à la maille de pas 0.014. Un pas de maillage de 0.027 est donc suffisant pour assurer une erreur de discrétisation inférieure à 1%. Le pas de maillage sera similaire pour chaque simulation.

4.5.1.2 Influence de l'angle de striation

L'angle de striation est un paramètre important pour les chemises des moteurs à combustion, aussi bien si les surfaces sont usinées par gravage laser ou par le procédé classique de pierrage-rodage ou plateau honing. Les constructeurs automobiles doivent choisir par expérience ou modélisation l'angle respectant le meilleur compromis entre pertes par frottement et durée de vie.

Quelle que soit la méthode d'usinage de la surface, le but est d'obtenir des stries continues croisées séparées par les plateaux les plus lisses possibles. Ainsi avec la modélisation comprenant des stries parfaitement définies et des plateaux rugueux, il est possible de montrer qualitativement l'influence de l'angle de striation pour les deux méthodes d'usinage. Les stries ont néanmoins une taille compatible avec le gravage laser. La démonstration est faite sur les géométries précisées dans le tableau 4.3, avec des angles de striation variant de 0^o à 90^o et avec $F_l = 0.0905$, $H_{oila} = 1$ et $Rq = 0.4\mu m$.

Cas n^o	di	Dn	L
1	5.71	0.17	0.5
2	5.71	0.25	0.75
3	5.71	0.32	1.0
4	2.86	0.32	0.5

Tab. 4.3: *Paramètres géométriques utilisés pour la démonstration*

Epaisseur de film d'huile

Le paramètre de réduction du film de lubrifiant est défini :

$$H_{cred} = \frac{H_c - H_{cr}}{H_c} \tag{4.6}$$

où H_c est la hauteur de film centrale pour le contact entre surfaces non texturées équivalent et H_{cr} la hauteur moyenne centrale sur plateaux pour la surface texturée. Ceci représente donc le pourcentage de réduction de l'épaisseur de film de lubrifiant.

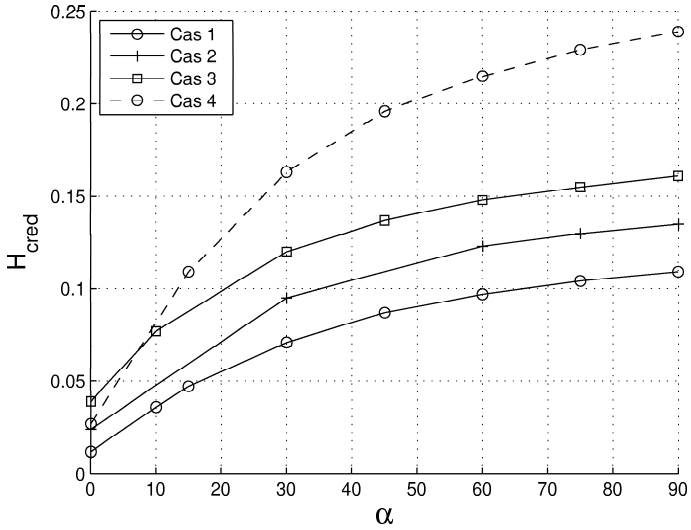


FIG. 4.8: *Réduction du film d'huile H_{cred} en fonction de l'angle de striation α pour les cas présentés tableau 4.3*

La figure 4.8 montre la réduction du film d'huile H_{cred} en fonction de l'angle α. Pour chaque courbe, la densité et la largeur des stries est constante, seul change l'angle de striation. On constate que H_{cred} est toujours positif : ceci confirme bien que la striation réduit la hauteur du film d'huile par rapport à une surface non-texturée alimentée avec l'épaisseur de lubrifiant H_{oila}. De plus, la réduction d'épaisseur de film augmente avec l'angle de striation. On peut en conclure qu'une augmentation de l'angle de striation est négative en terme d'épaisseur générée de lubrifiant.

Lorsque le contact est parcouru par une surface striée, le lubrifiant est expulsé de la zone centrale. La quantité d'huile expulsée est fonction du flux dans le sens X dans les stries. Cette quantité dépend directement de la projection du profil de la strie sur le plan (OYZ). La surface de cette projection est directement proportionnelle à $\sin\alpha$: le flux généré dans le sens X par les stries augmente donc logiquement avec α.

Pour $\alpha = 0^o$, l'épaisseur du film de lubrifiant est également réduite. Bien qu'il n'y ait pas de flux de lubrifiant complémentaire suivant X généré par les stries, donc d'expulsion de lubrifiant de la zone centrale du contact, l'épaisseur de film diminue à cause de la réduction de la pression dans les stries. Le cas $\alpha = 0^o$ est une extension du cas des stries discontinues (géométrie 2) qui sera traité dans une prochaine partie.

La comparaison entre les quatre cas traités ici montre également que :

- H_{cred} augmente avec la densité. La surface où la pression est réduite ainsi que la quantité de lubrifiant expulsé de la zone en pression augmentent logiquement avec la densité.
- à iso-densité, la réduction de l'épaisseur de film augmente quand la distance interstrie *di* diminue. Ainsi des stries fines mais rapprochées ont tendance à plus réduire l'épaisseur de film sur les plateaux.

Coefficient de frottement

Pour l'étude du coefficient de frottement total, le coefficient de frottement normalisé cft_n est défini comme :

$$cft_n = \frac{cft_r - cft}{cft} \tag{4.7}$$

où cft_r est le coefficient de frottement pour la surface texturée et cft le coefficient de frottement pour la surface non-texturée dans des conditions équivalentes (à H_{oila} égal). Le coefficient de frottement normalisé peut être :

- positif : le coefficient de frottement est supérieur pour la surface texturée.
- négatif : le coefficient de frottement est inférieur pour la surface texturée que pour la surface non-texturée.

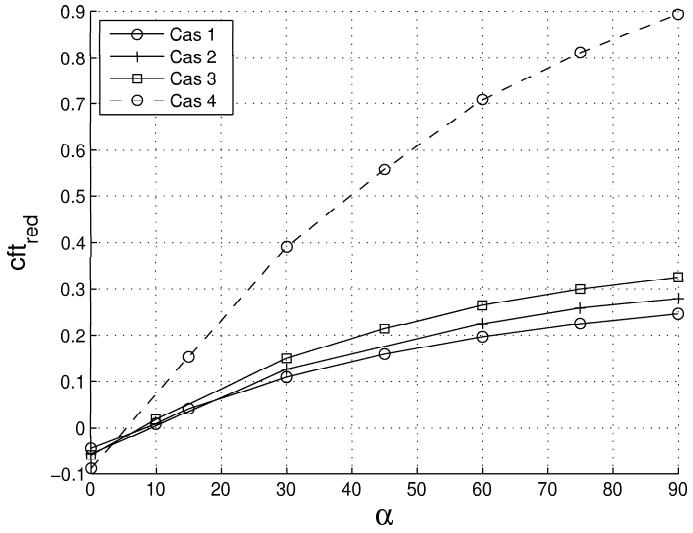


Fig. 4.9: *Coefficient de frottement normalisé cft_n en fonction de l'angle de striation α pour les cas présentés tableau 4.3*

La figure 4.9 montre le coefficient de frottement normalisé en fonction de l'angle de striation. cft_n est croissant avec α : le coefficient de frottement augmente quand l'angle interstrie augmente, à densité de striation égale. L'évolution est conjointe à l'évolution de la hauteur centrale de film. En effet, la réduction de l'épaisseur du film d'huile entraîne une hausse du nombre de contacts interaspérités sur les plateaux et de la portance due aux contacts interaspérités. La part du frottement sec dans le frottement total augmente logiquement.

Pour le cas n° 4, l'augmentation du coefficient est beaucoup plus brutale. En effet, la réduction de la hauteur de film est plus importante : le contact opère pleinement dans le régime mixte.

Pour α inférieur à 5 à 10°, cft_n est négatif : la surface texturée génère une force de frottement moindre que la surface non-texturée. La hausse du frottement interaspérités est compensée par l'absence de contact sec dans les stries profondes. Ce cas sera traité plus en détail lors de l'étude des stries discontinues perpendiculaires au déplacement.

4.5.1.3 Reduction de l'épaisseur du film d'huile

On l'a vu précédemment, l'introduction d'une texture réduit toujours la hauteur de film d'huile sur les plateaux. Une étude paramétrique est menée dans le but d'obtenir une courbe de prédiction de la réduction de l'épaisseur de lubrifiant. Ce type de courbes est appelé "courbes uniques". Si on respecte leur domaine de validité, il est possible de déterminer une approximation de la réduction d'épaisseur du film de lubrifiant sans effectuer le calcul complet.

Pour se concentrer sur l'influence de la géométrie des stries, la rugosité des plateaux est négligée ($R_q = 0\mu m$). Deux phénomènes sont à l'origine de la réduction de l'épaisseur de film d'huile sur les plateaux :

- la perte de portance dans les stries. Elle dépend essentiellement de la densité de striation Dn, de la largeur L et de la profondeur des stries G_{max}.
- l'expulsion de lubrifiant de la zone centrale par le flux complémentaire induit dans les stries. Elle est fonction de la projection du profil des stries sur le plan (O, y, z), soit de $L \sin \alpha$.

Pour chaque cas calculé, la réduction moyenne de la hauteur centrale de film H_{cred} est déterminée suivant l'équation 4.8. Le paramètre $\Re_{G1}$ est défini par :

$$\Re_{G1} = Dn \frac{\sin^{0.5} \alpha}{L^{0.5}} \ln\left(1 + G_{max}\right) {r_c}^{0.25} \tag{4.8}$$

où α est l'angle de striation et r_c le degré de sous-alimentation.

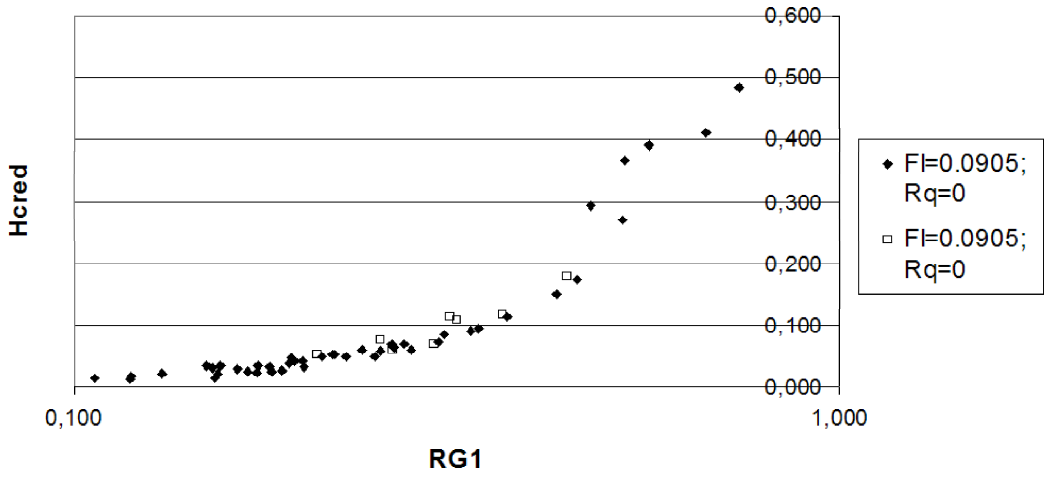


FIG. 4.10: *Réduction du film de lubrifiant en fonction du paramètre $\Re_{G1}$ pour la texturation de type géométrie 1*

La réduction de la hauteur centrale en fonction du paramètre $\Re_{G1}$ est tracée figure 4.10. Le domaine de validité sont des angles compris entre 10^o et 90^o, une densité Dn inférieure à 0.4, une largeur de strie L inférieure à 2 et une profondeur de strie G_{max} inférieure à 20. La réduction de la hauteur de film croit avec $\Re_{G1}$. Pour $\Re_{G1} < 0.1$, l'épaisseur du film d'huile n'est pas réduite. Pour $\Re_{G1} = 1$, la réduction est d'environ 50%. Ainsi :

- H_{cred} augmente quand la densité de striation augmente. En effet, la surface occupée par les stries ainsi que le volume d'huile qui peut être éjecté du centre du contact est plus important ;

- à iso-densité, la réduction de la hauteur de film décroît avec la largeur de strie. Une surface avec des stries larges très espacées a tendance à générer une plus grande épaisseur de film qu'une surface avec des stries fines rapprochées. En effet, pour être aspirée du centre des plateaux vers les stries, l'huile a plus de chemin à parcourir dans le premier cas ;
- à iso-densité, un angle de striation plus important favorise la réduction de l'épaisseur de film. Ce phénomène a déjà été noté dans le paragraphe précédent.
- H_{cred} augmente avec la profondeur des stries. Cependant l'évolution est en $\ln(1 + G_{max})$. Ceci sera étudié plus en détail pour la géométrie 2.

Enfin, la réduction d'épaisseur croît avec le degré de sous-alimentation. Compte tenu des résultats pour la géométrie 2, ce phénomène s'explique par l'aspiration d'huile dans les stries.

4.5.1.4 Conclusion

L'étude à épaisseur d'huile sur les plateaux constante est représentative des phénomènes survenant dans un moteur à régime stabilisé. Dans cette configuration l'épaisseur centrale moyenne sur les plateaux est toujours inférieure pour la surface texturée que pour la surface non-texturée. Pour le motif géométrie 1, les phénomènes de réduction de portance dans les stries et d'éjection du lubrifiant par les stries contribuent à la réduction de l'épaisseur centrale de film d'huile. Celle-ci croit avec la densité et l'angle de striation. A iso-densité, des stries plus fines et rapprochées favorisent l'aspiration dans les stries donc la réduction de l'épaisseur de film. Enfin, une profondeur plus importante favorise la réduction de l'épaisseur du film.

Les résultats ont permis de déterminer une courbe unique donnant la réduction de l'épaisseur centrale de lubrifiant en fonction du paramètre $\Re_{G1}$. Celle-ci a une influence directe sur le frottement généré dans le contact. Ainsi, une attention plus particulière à l'angle de striation a montré qu'en augmentant cet angle, l'éjection de lubrifiant de la zone centrale du contact est favorisée et l'épaisseur de lubrifiant sur les plateaux est réduite. Les contacts entre aspérités des surfaces étant étroitement liés à la séparation des surfaces, une réduction de l'angle de striation permet de réduire le frottement généré dans le contact avec des plateaux rugueux.

4.5.2 Texturation de géométrie 2 : Stries discontinues

La géométrie stries discontinues fait référence à la striation laser initiée par Gehring et au moletage (voir section 1.3). Les paramètres essentiels définissant le motif sont la distance entre les lignes, la largeur et la profondeur des stries. Cette partie présente l'influence de ces paramètres sur la réduction de l'épaisseur centrale du film à épaisseur d'huile sur les plateaux constante.

4.5.2.1 Influence de la distance entre les lignes

Le premier paramètre étudié est la distance interligne. La figure 4.11 présente l'évolution de la hauteur centrale de film sur plateaux H_c en fonction du temps, et ce pour trois distances interlignes différentes. Tous les autres paramètres sont identiques, les cas utilisés pour la démonstration sont détaillés tableau 4.4.

Quand D augmente, la hauteur centrale moyenne H_{cr} du film d'huile augmente et se rapproche de la valeur pour la surface lisse. Comme le montre le deuxième graphique de la figure 4.11, l'évolution de H_{cred} est en $1/D$. La diminution de l'épaisseur centrale de film est donc inversement proportionnelle à la distance interligne.

Cas n^o	L_1	L_2	L	G_{max}	F_l	H_{oila}
1	13.3	8.8	1	10	0.181	1
2	18.1	4	2	10	0.0905	1
3	13.3	8.8	2	10	0.0905	1

TAB. 4.4: *Paramètres utilisés pour la démonstration de l'influence de la distance interligne*

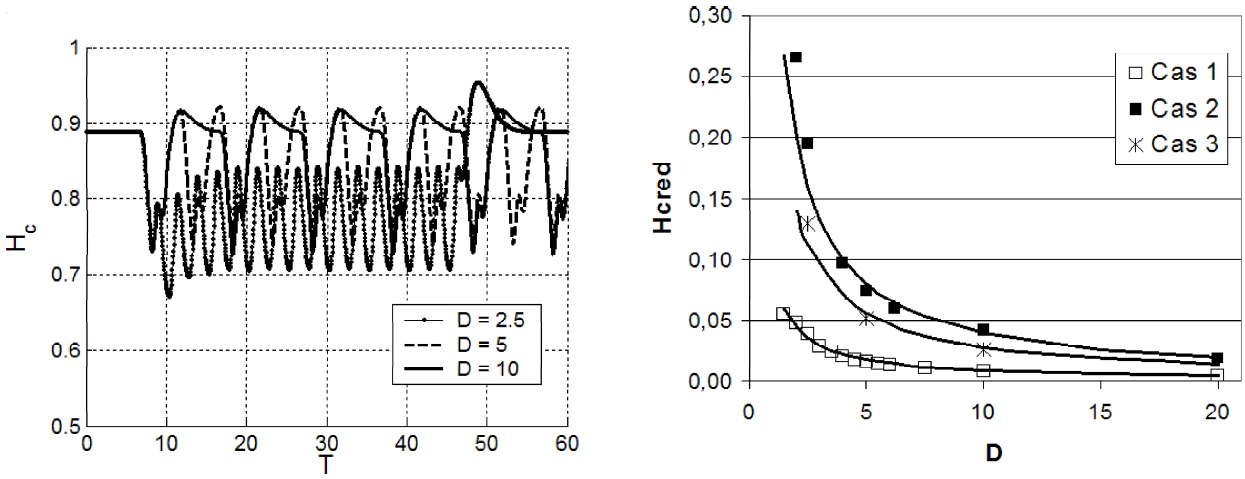


FIG. 4.11: *Hauteur centrale de film H_c pour le cas 3 et trois distances interlignes : $D = 2.5$, $D = 5$ et $D = 10$ (à gauche). Reduction du film d'huile H_{cred} en fonction de la distance interligne D et courbe d'approximation en $1/D$ pour les trois cas citées dans le tableau 4.4*

Le premier graphique de la figure 4.11 fait apparaître un autre phénomène lié à la distance interligne. Pour $D = 2.5$, les stries sont clairement interdépendantes, avec une épaisseur de film qui n'atteint jamais sa valeur non-texturée lors du passage des rainures. Il y a cumul d'huile devant le segment. Cette huile est dissipée quand la surface n'est plus texturée. Par contre avec $D = 10$, les stries sont indépendantes, l'épaisseur de film, après la chute due au passage de la strie, atteint un maximum supérieur à H_c non-texturée. Ensuite, H_c revient quasiment à la valeur non-texturée avant l'arrivée de la prochaine strie. Il n'y a pas de cumul d'huile devant le segment. Pour $D = 5$, les stries sont quasi-indépendantes, il y a un léger cumul d'huile devant le segment. D'après tous les calculs effectués, on peut définir une limite d'indépendance des stries définie par la condition :

$$D > 2(L_{contact} + L) \tag{4.9}$$

où $L_{contact}$ est la largeur de la zone en pression, D la distance interligne et L la largeur d'une strie. Des stries dépendantes ont un effet d'accumulation du lubrifiant, augmentant ainsi le phénomène de raclage. Le raclage est le transport mécanique d'huile devant le premier segment vers la chambre de combustion et contribue à la consommation d'huile par le moteur.

4.5.2.2 Influence de la largeur des stries

Le deuxième paramètre géométrique étudié est la largeur de strie L. Les calculs montrent que la hauteur moyenne du film d'huile pour la surface texturée H_{cr} diminue avec la largeur des stries (voir tableau 4.5). En effet, la surface des stries augmente avec L, donc la taille de la

zone où le champ de pression est perturbé augmente avec L et donc la portance diminue en conséquence.

L	H_c **non-texturée**	H_{cr}	H_{cred}
0.5	0.89	0.88	0.01
1	0.89	0.86	0.03
2	0.89	0.77	0.13

Tab. 4.5: *Hauteur centrale pour la surface non-texturée, hauteur centrale moyenne pour la surface texturée et réduction de la hauteur de film pour trois largeurs de stries différentes. Ici,* $L_1 = 13.3$, $L_2 = 8.8$, $D = 2.5$, $G_{max} = 10$, $F_l = 0.0905$, $H_{oila} = 1$

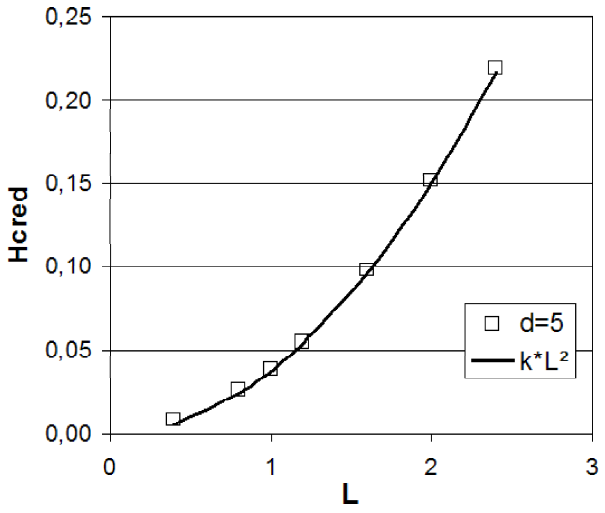


Fig. 4.12: *Réduction du film d'huile* H_{cred} *en fonction de la largeur des stries* L*. Courbe d'approximation* $H_{cred} = kL^2$*. Dans ce cas,* $L_1 = 13.3$, $L_2 = 8.8$, $D = 2.5$, $G_{max} = 10$, $F_l = 0.181$, $H_{oila} = 1$

La figure 4.12 montre l'évolution de la réduction du film d'huile H_{cred} en fonction de la largeur des stries L avec tout autre paramètre constant. On démontre ainsi que H_{cred} varie selon L^2.

Cette conclusion est valable tant que la largeur des stries est inférieure ou du même ordre de grandeur que la largeur de la zone en pression. Sinon, un autre comportement est à prévoir. Etant donnée la largeur de stries généralement utilisée lors du moletage (100 μm) et la largeur normale du champ en pression (100 à quelques centaines de μm), le cas des stries très larges n'a pas été abordé.

4.5.2.3 Influence de la profondeur

Le troisième paramètre géométrique étudié est la profondeur G_{max} des stries. La figure 4.13 présente l'évolution de la hauteur centrale de film H_c lors du passage des stries pour différentes profondeurs avec tout autre paramètre identique. Elle donne également une coupe du champ de pression suivant X au même pas de temps pour les mêmes cas. La figure 4.14 montre l'évolution de la réduction de l'épaisseur centrale de film H_{cred} en fonction de la profondeur des stries G_{max} pour trois distances interlignes.

On constate que H_{cred} augmente avec la profondeur, mais de façon non-linéaire. La meilleure

approximation trouvée pour la fonction $H_{cred} = f(G_{max})$ est telle que :

$$H_{cred} = k \ln(1 + G_{max}) \tag{4.10}$$

où k est une variable dépendant des autres paramètres géométriques et de fonctionnement.

Ainsi, pour de petites valeurs de G_{max}, le comportement est quasi-linéaire. Par contre quand la profondeur est supérieure à 10, l'évolution de H_{cred} est ralentie, la profondeur n'a plus beaucoup d'influence sur la réduction de l'épaisseur de film d'huile.

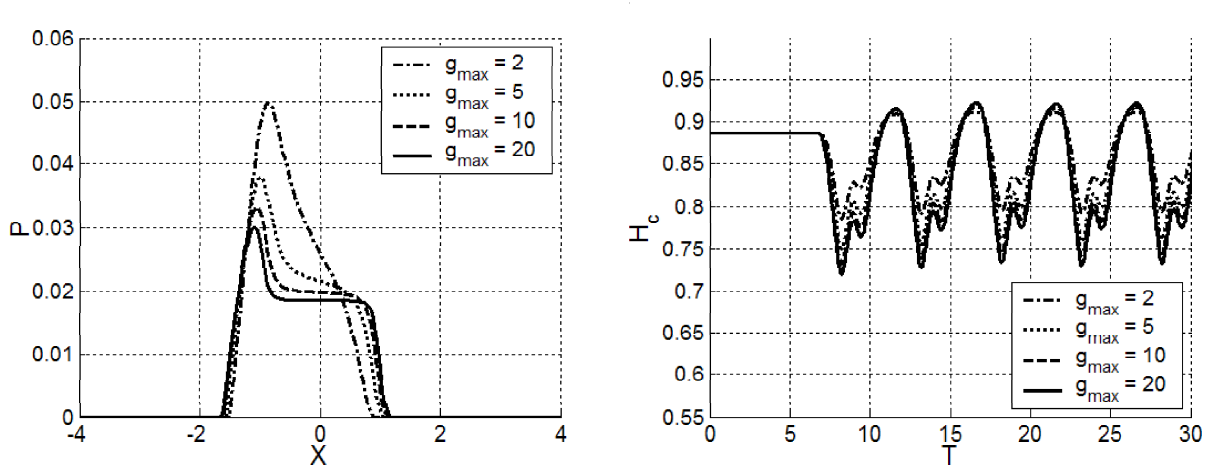


FIG. 4.13: *Coupe du champ de pression et évolution de l'épaisseur centrale de film en fonction du temps pour 4 profondeurs de strie G_{max} différentes. Ici, $L_1 = 13.3$, $L_2 = 8.8$, $D = 5$, $L = 2$, $F_l = 0.0905$, $H_{oila} = 1$*

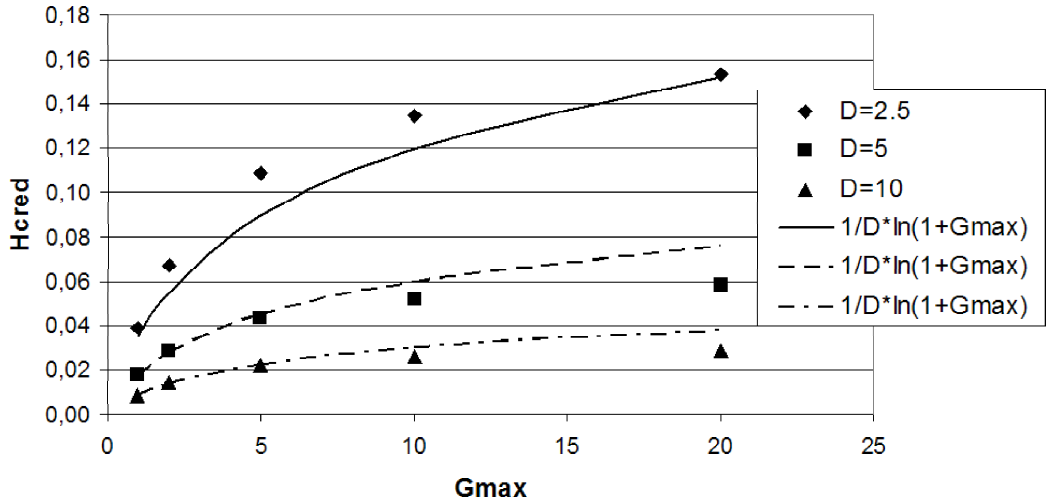


FIG. 4.14: *Evolution de H_{cred} en fonction de la profondeur des stries G_{max} pour 3 distances interlignes. Courbes d'approximation en $\ln(1 + G_{max})$. Ici, $L_1 = 13.3$, $L_2 = 8.8$, $D = 5$, $L = 2$, $F_l = 0.181$, $H_{oila} = 1$.*

En effet, si l'on regarde les coupes du champ de pression pour les surfaces texturées (figure 4.13), on constate que le champ de pression s'aplatit d'autant plus que la rainure est profonde. La dérivée

partielle de P par rapport à X tend vers 0 dans les stries. Ce phénomène a été évoqué au paragraphe 4.3.1.1. Il s'explique par l'équilibre nécessaire entre le termes H^3 et $\partial P/\partial X$ de l'équation de Reynolds. Ainsi au dessus de $G_{max} = 10$, le champ de pression ne peut plus que peu évoluer. La réduction de l'épaisseur ne sera plus que légèrement modifiée.

Cependant, l'hypothèse des films minces étant retenue ici, il est possible que, pour des grandes profondeurs supérieures à 20 μm, des phénomènes soient masqués. Une résolution du problème avec les équations de Navier Stokes serait plus appropriée. Enfin, dernière remarque, la cavitation n'est jamais apparue dans les stries dans les calculs en roulement pur.

4.5.2.4 Courbe de prediction

Le dernier paramètre géométrique est la densité longitudinale, rapport entre la longueur de la strie et la largeur du motif élémentaire : $L_1/(L_1 + L_2)$. La relation entre H_{cred} et cette densité est linéaire. Ceci est logique car la taille de la zone perturbée par la strie en dépend linéairement. Finalement, d'après l'étude menée dans les trois paragraphes précédents, la réduction du film d'huile dépend :

- linéairement de la densité Dn de striation (pour rappel, $Dn = LL_1/D(L_1 + L_2)$)
- d'une seconde puissance de la largeur de strie L.
- de la profondeur G_{max} suivant la fonction $\ln(1 + G_{max})$. L'effet de la profondeur s'estompe.

Le paramètre $\Re_{G2}$ suivant est défini par

$$\Re_{G2} = DnL \ln(1 + G_{max}) \frac{F_l}{r_c} \tag{4.11}$$

Il permet de construire une courbe de prédiction de la réduction de la hauteur centrale moyenne de film sur les plateaux (avec des plateaux parfaitement lisses).

Plusieurs dizaines de calculs ont été effectués pour établir la courbe de prédiction. Elle est représentée sur la figure 4.15 qui montre la réduction de l'épaisseur centrale H_{cred} en fonction de $\Re_{G2}$. Les points se retrouvent effectivement groupés sur une courbe qui peut être approximée par :

$$H_{cred} = \frac{1}{8}{\Re_{G2}}^{0.9} \tag{4.12}$$

Cette approximation est valable pour $\Re_{G2} < 5$. D'une façon générale, la courbe de prédiction est valide pour :

- des profondeurs de stries G_{max} inférieures à 20
- des largeurs de stries L inférieures à 2 ou à la largeur du contact et supérieures à 0.2
- une distance interligne D telle que $D > 2L$

Le contact doit, en outre rester dans des conditions sous-alimentées.

Le paramètre adimensionné $\Re_{G2}$ est fonction de F_l/r_c. Or r_c est proportionnel à la charge pour une même épaisseur d'huile sur les plateaux H_{oila}. Ainsi, H_{cred} est en fait indépendant de la charge appliquée. Il n'est que fonction de la hauteur de film d'huile H_{oila} sur les plateaux à iso géométrie de striation. Déjà dans la théorie du contact lisse linéique sous-alimenté, la hauteur de film générée dépend essentiellement de la hauteur d'huile disponible.

Il faut enfin signaler que cette courbe a été établie avec des plateaux parfaitement lisses ($R_q = 0$). Cette hypothèse sépare les problèmes et facilitent la compréhension des phénomènes.

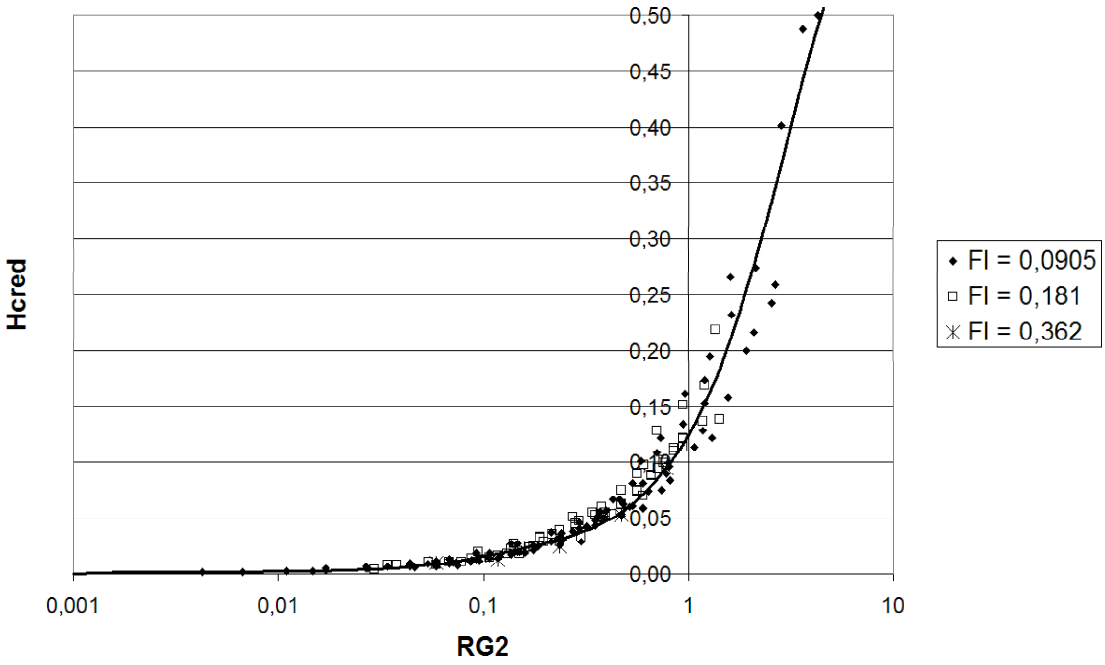


FIG. 4.15: *Réduction du film de lubrifiant en fonction du paramètre $\Re_{G2}$ pour la texturation de type géométrie 2. Courbe d'approximation*

Ainsi, il est possible d'avoir une bonne approximation de la réduction moyenne du film d'huile pour les surfaces striées de géométrie 2. Les surfaces utilisables en pratique (du fait notamment de la densité et du volume d'huile contenue dans stries, ce qui peut engendrer une surconsommation d'huile) sont telles que $\Re_{G2} < 1$.

4.5.2.5 Le coefficient de frottement visqueux

Le frottement visqueux est généré par le cisaillement visqueux du lubrifiant et augmente avec la vitesse des surfaces. La littérature (voir paragraphe 1.2) a montré que les pertes mécaniques au niveau de la segmentation sont pour moitié générées lorsque le segment opère à grande vitesse, en milieu de course. Dans cette phase, ces pertes sont en majorité d'origine visqueuses. Il est donc essentiel d'étudier l'influence des paramètres géométriques sur le coefficient de frottement.

Pour rappel, le calcul du frottement est effectué à partir des épaisseurs de film déterminées en roulement pur. Mais pour ce calcul, des conditions cinématiques de glissement pur sont appliquées. La rugosité des plateaux est considérée comme nulle. Les variables suivantes sont définies :

- cfv_l : coefficient de frottement visqueux pour la surface lisse opérant dans des conditions équivalentes (à épaisseur d'huile sur les plateaux H_{oila} constante)
- cfv_r : coefficient de frottement visqueux moyen pour la surface texturée.

Comme pour la hauteur de film, l'objectif est de tracer une courbe unique. Un nouveau paramètre est défini :

$$\Re_{cfv} = Dn\left(L + 1 + \frac{1}{L}\right)\ln\left(1 + G_{max}\right)\frac{1}{{r_c}^{0.66}{F_l}^{0.33}} \tag{4.13}$$

La figure 4.16 donne le rapport entre le coefficient de frottement visqueux pour la surface texturée et pour la surface lisse en fonction du paramètre $\Re_{cfv}$. On constate que les points se regroupent globalement.

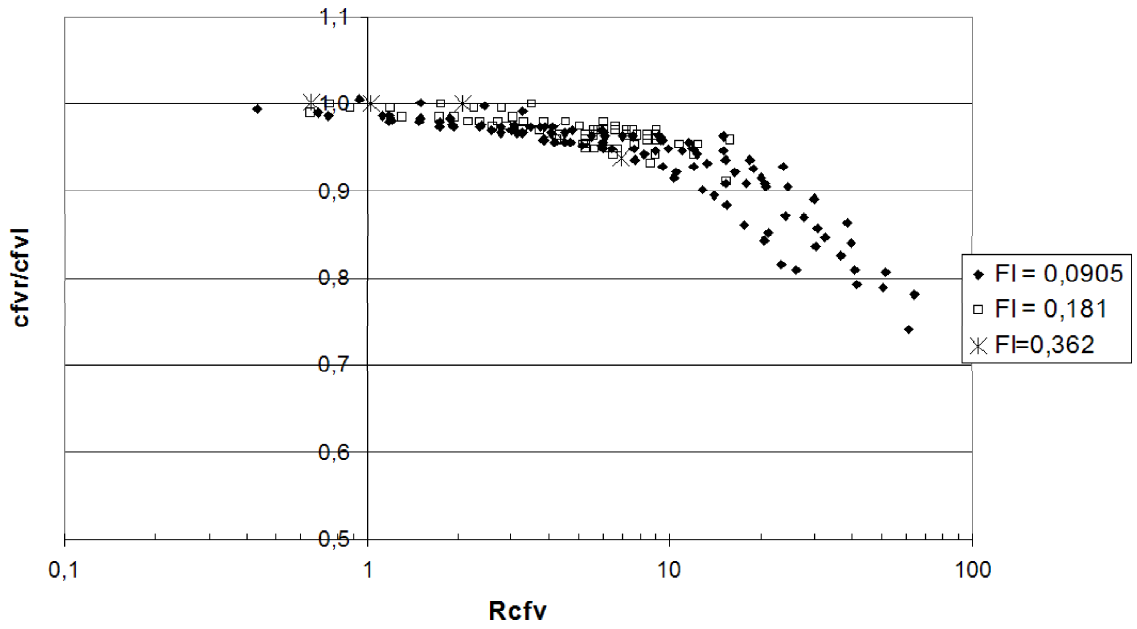


FIG. 4.16: *Rapport entre le coefficient de frottement visqueux pour la surface texturée et pour la surface lisse en fonction du paramètre $\Re_{cfv}$ pour la texturation de type géométrie 2*

Cependant, le paramètre $\Re_{cfv}$ n'est pas parfaitement défini. La courbe ne peut être considérée comme valide que dans les conditions de chargement utilisées pour la tracer. Pour ce qui est des paramètres géométriques, les conditions sont telles que :

- des profondeurs de stries G_{max} inférieures à 20
- des largeurs de stries L inférieures à 2 ou à la largeur du contact et supérieures à 0.2
- une distance interligne D telle que $D > 2L$.

Les surfaces utilisables en pratique, du fait notamment du trop grand volume d'huile contenue dans les stries, sont telles que $\Re_{cfv} < 10$.

Les conclusions suivantes sont établies :

- la striation peut soit lègerement augmenter le coefficient de frottement visqueux soit le réduire
- dans la zone réellement utilisable ($\Re_c fv < 10$), les gains sont au mieux de 5%
- les gains significatifs (supérieurs à 5%) sont obtenus avec des surfaces texturées de façon très dense, ou avec des stries très larges
- cette courbe est valable dans les conditions rencontrées en milieu de course du segment (faible chargement, contact en film plein).

4.5.2.6 Le coefficient de frottement total

Le paragraphe précédent a étudié le coefficient de frottement visqueux généré sur une surface avec des plateaux parfaitement lisses. Pour compléter ce travail, il est nécessaire d'introduire une

rugosité sur ces plateaux. Cependant une étude paramétrique est plus complexe du fait de l'ajout d'un paramètre, la hauteur moyenne des rugosités. Néanmoins, il est possible de montrer l'influence d'un paramètre géométrique clef de la texturation qu'est la largeur des stries.

Les géométries et les conditions de fonctionnement utilisées pour la démonstration du phénomène sont détaillées dans le tableau 4.6. La distance interligne n'y est pas précisée, elle dépend du couple densité de striation Dn - largeur de strie L. La rugosité des plateaux est $R_q = 0.4\mu m$. Pour chaque cas, le coefficient de frottement total est calculé et comparé au cas non-texturé, c'est à dire au contact linéique avec une surface ayant la même rugosité mais sans texturation et alimenté avec une hauteur d'huile égale à H_{oila}. Comme pour l'étude de l'influence de l'angle de striation de la géométrie 1, le coefficient de frottement est déterminé. Pour rappel, il s'écrit :

$$cft_n = \frac{cft_r - cft}{cft} \tag{4.14}$$

où cft_r est le coefficient de frottement pour la surface texturée et cft le coefficient de frottement pour la surface non-texturée.

Paramètre	**Valeur**
L_1	13.24
L_2	8.83
Dn	0.06, 0.12, 0.24, 0.48
L	0.35, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0
H_{oila}	1
F_l	0.0905
R_q	0.4 μm

TAB. 4.6: *Paramètres géométriques et de fonctionnement utilisés*

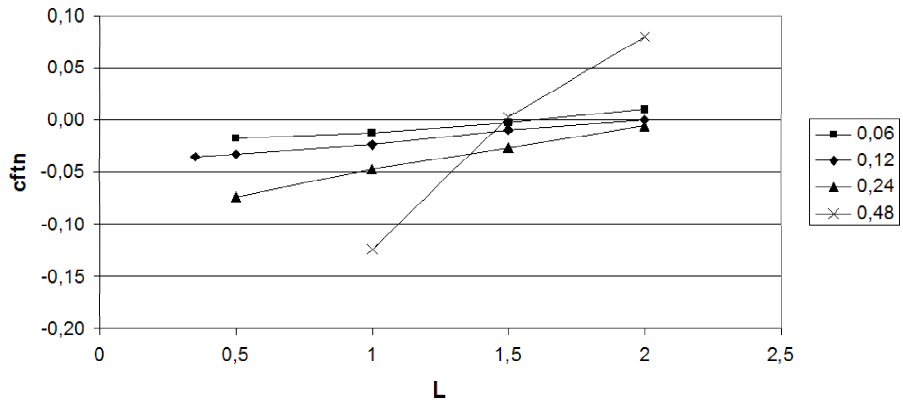


FIG. 4.17: *Coefficient de frottement normalisé en fonction de la largeur de strie pour les cas décrits tableau 4.6.*

La figure 4.17 représente cft_n en fonction de la largeur de strie L pour les différentes densités de striation. Pour chaque cas, le coefficient de frottement diminue quand la largeur des stries diminue. Pour L inférieur à 1.5, cft_n est négatif, c'est à dire que la surface texturée génère un frottement

moindre. Le gain est d'autant plus important que la densité de striation est grande. Pour $L = 2$, le frottement est soit équivalent soit supérieur au cas de la surface non-texturée, avec une perte particulièrement remarquable pour la densité de strie de 0.48. Cette limite de $L = 1.5$ correspond à peu près à la largeur de contact.

Ainsi, il apparaît particulièrement important de réduire la largeur des stries pour diminuer le coefficient de frottement total. Il a été démontré précédemment que la réduction de l'épaisseur de film diminue avec la largeur des stries, à densité et conditions de fonctionnement identiques. La réduction de l'épaisseur de film sur les plateaux est donc moindre, ainsi que l'augmentation des interactions entre les aspérités. Par contre, les gains sont possibles grâce à l'absence de contact interaspérités dans les stries.

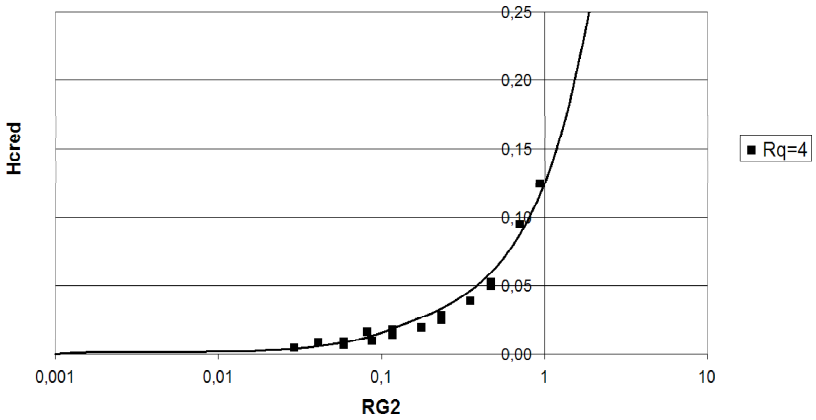


FIG. 4.18: *Comparaison entre la réduction de l'épaisseur de film H_{cred} pour les cas définis tableau 4.6 (plateaux avec une rugosité $R_q = 0.4\mu m$ et la courbe de prédiction pour les plateaux lisses.*

La courbe de prédiction de la réduction de l'épaisseur de film 4.15 et la courbe d'approximation 4.12 établie pour des plateaux totalement lisses est valable ici. Le graphique 4.18 montre la réduction de film d'huile H_{red} en fonction de $\Re_{G2}$ pour les cas détaillés dans le tableau 4.6. La concordance courbe de prédiction / points calculés est plus que satisfaisante. Ceci est vrai tant que $H_c > 2R_q$.

4.5.2.7 Conclusion

L'étude de la géométrie 2 a permis de mettre en évidence les caractéristiques de ce type de striation. La géométrie 2 est un motif en forme de poche de lubrifiant qui perturbe la génération du film d'huile sur les plateaux. L'épaisseur du film d'huile est toujours, en moyenne, réduite lors du passage de la striation. Une courbe de prédiction de cette réduction a été établie. La réduction H_{cred} dépend de la densité de striation, de la largeur de la strie et dans une moindre mesure de la profondeur. Une profondeur supérieure à $10\mu m$ ne modifie plus que très légèrement la hauteur de film par rapport à ce qui se passe pour la profondeur de exactement $10\mu m$. Enfin, il a été montré que la réduction de l'épaisseur est quasi-indépendante de la charge, mais par contre très dépendante de l'épaisseur du film sur les plateaux en entrée du contact. Il faut toutefois rester dans des conditions de sous-alimentation en lubrifiant pour que cela reste valable.

La deuxième partie, concernant le frottement visqueux, a montré que seulement un très faible gain en terme de coefficient de frottement visqueux peut être obtenu par une striation discontinue. Par

contre en terme de frottement total avec des plateaux rugueux, il est possible d'avoir un gain avec des stries très fines.

4.6 Conclusion et discussion

L'influence des différentes géométries de texturation sur un contact linéique sous-alimenté a été étudiée. Pour caractériser leur performance, un contact de référence a été défini, le contact linéique non-texturé. Deux façons de comparer sont possibles : à débit de lubrifiant identique ou à épaisseur d'huile sur les plateaux identique.

La comparaison à débit constant est la plus rigoureuse scientifiquement. La comparaison de l'épaisseur de lubrifiant générée sur les plateaux montre que l'huile contenue dans les stries ne créée pas de portance. Un contact lisse alimenté avec juste l'huile qu'il y a sur les plateaux génère une épaisseur d'huile, en moyenne supérieure. Cette conclusion est valable pour les trois géométries.

La comparaison à épaisseur d'huile sur plateaux constante est plus représentative de la situation rencontrée sur une chemise d'un moteur à régime stabilisé. Ces comparaisons mettent en évidence une réduction de l'épaisseur moyenne centrale de lubrifiant sur les plateaux pour toutes les géométries.

Lorsqu'une striation traverse le contact, elle perturbe le champ de pression et le profil du lubrifiant. A cause de la grande profondeur des stries, la pression qui peut y être générée est faible. La hauteur de film d'huile et le coefficient de frottement oscillent. Les phénomènes rencontrés permettent de classer les géométries de texturation en deux catégories : les stries débouchantes et les stries réservoir.

Les stries débouchantes sont des tuyaux qui aspirent le lubrifiant qu'il y a sur les plateaux et l'expulse de la zone active du contact. La réduction de l'épaisseur de film est plus importante. Elle est dépendante de l'angle de striation α et augmente avec $\sin\alpha$. L'épaisseur de lubrifiant moyenne diminuant lorsque l'angle augmente, le frottement généré s'élève, les contacts interaspérités des surfaces étant plus fréquentes. L'étude a également permis de déterminer une courbe de prédiction de la réduction de l'épaisseur moyenne de striation en fonction des autres paramètres géométriques.

Les stries réservoir (géométrie 2 et 3) enferment le lubrifiant. Elles n'ont pour effet que de réduire le film d'huile à cause de la faible pression et donc la portance dans les stries. La dérivée de la pression dans les stries tend vers 0. Le flux de Poiseuille qui peut y être généré est limité malgré la grande profondeur des stries. L'étude a permis de déterminer une courbe de prédiction de la réduction de l'épaisseur centrale du lubrifiant et de du coefficient de frottement. Ces courbes permettent de prédire rapidement les phénomènes avec de nouveaux paramètres géométriques. L'étude du coefficient de frottement total a montré que des stries fines permettent d'escompter un gain en terme de frottement. Ce gain est possible grâce à la relativement faible réduction de l'épaisseur de film sur les plateaux et à l'absence de contact interaspérité dans les stries. Il est cependant nécessaire de limiter la densité des stries pour ne pas accentuer la consommation d'huile.

En effet, les stries réservoir présentent également un risque en terme de consommation d'huile. Les stries emmagasinent du lubrifiant. Ce lubrifiant peut s'évaporer en chambre de combustion. L'utilisation de striation de plus de $10\mu m$ de profondeur n'a pas de conséquence supplémentaire sur l'épaisseur de lubrifiant, mais par contre augmente grandement le risque de surconsommation de lubrifiant. Une striation trop rapprochée peut également générer du raclage d'huile vers la chambre de combustion à cause de l'effet cumulatif des stries.

Chapitre 5

La sous-alimentation variable en lubrifiant

L'alimentation en lubrifiant du contact segment-chemise d'un moteur à combustion n'est pas contrôlée. Elle résulte de processus variables tels que le barbotage du vilebrequin, les projections dues aux gicleurs et aux pissettes dans les bielles et de la dynamique particulière du piston et des segments. La répartition du lubrifiant sur la chemise ainsi obtenue ne peut pas être homogène. Le transport du lubrifiant entre les cordons du piston accentue le caractère variable et difficilement prévisible de la distribution du lubrifiant sur la chemise. Ceci peut entraîner la présence de zones sèches sur la chemise et donc un risque de pertes par frottement accru, d'usure et de grippage. Il est couramment admis que les stries croisées d'usinage des chemises sont essentielles pour la survie du système SPC. Une explication possible est qu'elles assurent un rôle de redistribution de lubrifiant pour éviter les zones sèches. Il faut donc inclure dans l'étude du comportement du contact segment-chemise l'alimentation par une couche non uniforme de lubrifiant et surtout analyser le temps nécessaire qu'il faut à ce lubrifiant pour se repartir de manière uniforme. Ceci passe tout d'abord par la compréhension du phénomène de réalimentation avec une surface parfaitement lisse puis par l'introduction de différentes surfaces texturées et la recherche du motif optimal. Ce chapitre présente tout d'abord l'étude de la sous-alimentation variable d'un contact linéique lisse. Puis il montre l'intérêt et l'efficacité de la redistribution avec les motifs de texturation présentés au chapitre 3.

5.1 Modélisation de l'alimentation variable circonférentielle

La couche de lubrifiant déposée sur une chemise n'est uniforme ni dans le sens du déplacement du piston, ni dans le sens circonférentiel. La variation de l'épaisseur dans le sens du déplacement est principalement due à l'évolution de la vitesse, de la charge appliquée au segment et de la forme des segments. Une étude de ces phénomènes impliquerait une modélisation d'un ou plusieurs cycles moteur complets. Par contre, l'alimentation variable circonférentielle peut être analysée dans des conditions quasi-stationnaires : l'épaisseur de la couche de lubrifiant est un paramètre d'entrée et le problème est traité à vitesse et charge constantes. Ainsi, il est possible de comprendre les phénomènes impliqués dans le transport circonférentiel du lubrifiant et d'identifier les paramètres essentiels régissant la redistribution circonférentielle du lubrifiant sur la chemise.

5.1.1 Couche de lubrifiant sinusoïdale

L'épaisseur circonférentielle de lubrifiant peut être représentée par une fonction périodique qui est décomposable en séries de Fourier. L'étude paramétrique se concentre donc sur des couches de

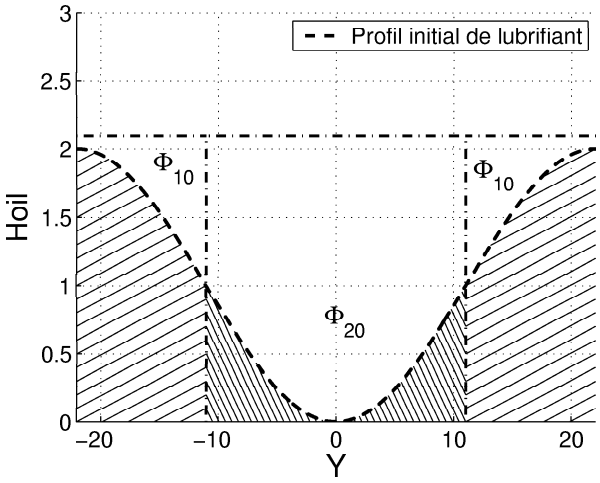


FIG. 5.1: *Profil initial de la couche de lubrifiant ($\lambda = 44.1424$ et $H_{oilm} = 1$)*

lubrifiant sinusoïdales caractérisées par leur longueur d'onde λ. Avec l'application des conditions aux limites périodiques définies dans le second chapitre, il est suffisant de n'effectuer que les calculs sur un domaine de largeur (suivant Y) égale à λ. Ainsi, l'épaisseur de lubrifiant sur la frontière d'entrée du contact ($X = X_a$) s'écrit :

$$H_{oil}\left(X_a, Y\right) = H_{oilm}\left(1 - \cos\left(\frac{2\pi Y}{\lambda}\right)\right) \tag{5.1}$$

où H_{oilm} est l'épaisseur moyenne de lubrifiant. Cette quantité permet de définir le degré de sous-alimentation r_c :

$$r_c = \frac{H_{oilm}}{H_{cff}} \tag{5.2}$$

H_{oilm} et λ sont les paramètres essentiels dans la définition de la couche de lubrifiant. Le périmètre de la chemise constitue la valeur maximale de λ : l'épaisseur de lubrifiant n'a qu'un minimum et qu'un maximum sur la circonférence de la chemise. Quand λ tend vers 0, les variations deviennent de plus en plus rapides.

Pour caractériser la realimention en lubrifiant, on divise le contact en deux zones suivant la direction Y :

- la zone sévèrement sous-alimentée, la zone 1 :
  $Y \in [\ -Y_0, -Y_0/2] \cup [\ Y_0/2,\ \ Y_0] \equiv Y \in [-\lambda/2,\ -\lambda/4] \cup [\ \lambda/4,\ \lambda/2]$
- la zone faiblement sous-alimentée, la zone 2 :
  $Y \in [-Y_0/2, Y_0/2] \equiv Y \in [-\lambda/4, \lambda/4]$.

Le flux Φ sortant de chacune des zones après chaque passage du segment est défini par :

$$\begin{aligned} \Phi_{1p} &= \int_{-\lambda/2}^{-\lambda/4} H_{oil}(X_b, Y)dY + \int_{\lambda/4}^{\lambda/2} H_{oil}(X_b, Y)dY \\ \Phi_{2p} &= \int_{-\lambda/4}^{\lambda/4} H_{oil}(X_b, Y)dY \end{aligned} \tag{5.3}$$

La première partie de l'indice signifie zone 1 ou 2, l'indice p représente le nombre de passage successifs du segment qu'a subit la couche de lubrifiant. $X = X_b$ est la frontière de sortie du

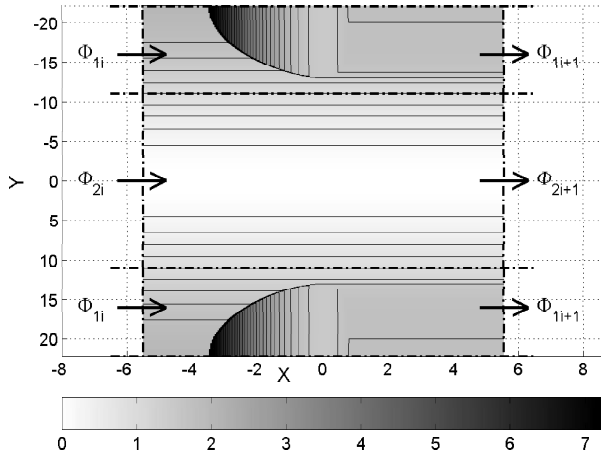


Fig. 5.2: *Distribution de lubrifiant dans le contact : couche initiale sinusoïdale ($\lambda = 44.1424$, $H_{oilm} = 1.0$ et $F_l = 0.04525$). Déplacement suivant X*

domaine de calcul. La définition des flux n'inclut pas la vitesse pour des raisons de simplicité. En effet, l'étude paramétrique est faite à vitesse constante et la variation d'un cas à l'autre est incluse dans le paramètre de charge adimensionnée F_l. Le mot $flux$ est quand même utilisé par abus de langage.

Les flux de lubrifiant avant le premier passage dans le contact sont :

$$\begin{aligned} \Phi_{20} &= \int_{-\lambda/4}^{\lambda/4} H_{oil}(X_a, Y)dY \approx 0.181 \cdot \lambda H_{oilm} \approx 0.181\Phi_{tot} \\ \Phi_{10} &\approx 0.819 \cdot \lambda H_{oilm} \approx 0.819\Phi_{tot} \end{aligned} \tag{5.4}$$

L'indice 0 caractérise le fait que la couche de lubrifiant n'a jamais subit de passage du segment. La couche de lubrifiant est encore parfaitement sinusoïdale et constitue la condition aux limites d'entrée du premier passage. Φ_{tot} est le flux total, il est égal à λH_{oilm}. La figure 5.1 représente la couche de lubrifiant initiale, les zones 1 et 2 et les flux dans ces zones. Le cas de la figure est tel que $\lambda = 44.1$ et $H_{oilm} = 1$.

Pour les études avec passages successifs, la conditions aux limites d'entrée pour le passage $p+1$ est l'épaisseur de lubrifiant après le passage p. La figure 5.2 représente une vue de dessus de la couche de lubrifiant dans le contact. Le déplacement est suivant X. Le dégradé de couleurs représente l'épaisseur de lubrifiant. Les deux zones et les differents flux sont également définis.

5.1.2 Définition de l'efficacité de redistribution

Il apparaît clairement que Φ_{10} est supérieur à Φ_{20}. Le but des passages successifs du segment est de réduire la différence entre les flux dans les deux zones et ainsi de transporter du lubrifiant de la zone faiblement sous-alimentée dans la zone sévèrement sous-alimentée. N_{cr} est le nombre de passages nécessaires pour réaliser une réalimentation "complète" de la zone 2. La réalimentation "complète" est définie par :

$$|\Phi_{1Ncr} - \Phi_{2Ncr}| < 0.01\Phi_{tot} \quad ou \quad \frac{\Phi_{2Ncr}}{\Phi_{tot}} \approx 0.5 \tag{5.5}$$

Pour caractériser l'efficacité de redistribution, le paramètre ER est créé. Il est défini par :

$$ER = \frac{\Phi_{2i} - \Phi_{20}}{\Phi_{2max} - \Phi_{20}} \tag{5.6}$$

Dans cette équation, Φ_{2max} est le flux maximal qu'il peut y avoir dans la zone 2. Il est égal à :

$$\Phi_{2max} = 0.5\Phi_{tot} \tag{5.7}$$

Φ_{tot} est le flux total, Φ_{10} et Φ_{20} sont les flux initiaux dans les deux zones. S'il n'y a pas d'échanges entre la zone 1 et 2, ER est nul. Si la redistribution est complète, ER est supérieur à 0.99.

5.2 Redistribution avec une surface lisse

Avant d'étudier des surfaces striées, il est nécessaire de caractériser la redistribution sur une surface parfaitement lisse. Ceci permet d'avoir une base de comparaison.

5.2.1 Paramètres

Les conditions de contact considérées sont toujours dans le domaine hydrodynamique. L'étude paramétrique porte sur les variables suivantes :

- λ longueur d'onde de la couche de lubrifiant
- r_c degré de sous-alimentation
- F_l charge linéaire adimensionnée représentative de la force appliquée au contact, de la viscosité du lubrifiant et de la vitesse des surfaces.

Leurs valeurs sont présentées dans le tableau 5.1. R_x est le rayon de courbure du segment, ses variations peuvent également se retrouver dans le paramètre de charge adimensionnée.

Variable	**Minimum**	**Maximum**
R_x	0.01283 m	0.01283 m
λ	0	176.5696 (0.02 m)
r_c	0.11	0.77
F_l	0.04525	0.181

Tab. 5.1: *Valeurs numériques utilisées dans les simulations*

L'étude menée ici concerne des surfaces parfaitement lisses. Cela veut dire que, outre l'absence de striation, la rugosité de la surface est négligée, $R_q = 0\mu m$. La compréhension des phénomènes en est facilitée.

5.2.2 Forme générale de la solution

Ce paragraphe présente la forme générale de la solution en terme de champ de pression et de profil de lubrifiant. Le cas considéré est tel que $F_l = 0.045$, $\lambda = 44.1$ et $H_{oilm} = 1$, ce qui donne $r_c = 0.11$. La figure 5.2 montre le profil de lubrifiant, la figure 5.4 une coupe transversale du profil de lubrifiant avant et après le premier passage dans le contact et la figure 5.3 le champ de pression lors du premier passage dans le contact. Sur chaque figure, le sens du déplacement est suivant X,

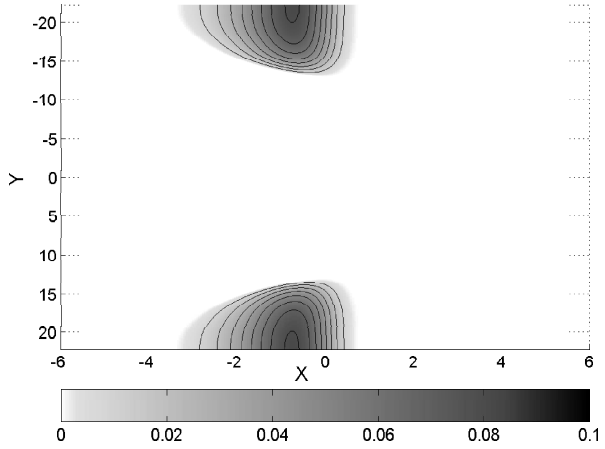


FIG. 5.3: *Champ de pression ($F_l = 0.04525$, $\lambda = 44.1424$ et $h_{oilm} = 1.0$). Déplacement suivant X*

le contact est centré en $X = 0$ et sur les vues 3D, le dégradé des couleurs traduit la valeur des variables.

Les figures montrent que le contact est divisé en une zone de film plein et une zone de film partiel. Le champ de pression est concentré sur les cotés du contact, là où il y a effectivement un film d'huile plein. Dans la zone centrale, il n'y a pas assez de lubrifiant pour remplir le contact et donc le pression est nulle et θ est inférieur à 1. Le segment flotte en quelque sorte sur les surépaisseurs de lubrifiant qu'ont été imposés au contact. La forme des lobes de pression est directement liée au profil de lubrifiant. La concentration du champ de pression entraîne une hausse de la pression maximale dans le film d'huile. Elle est ici : $P_{max} = 0.082$. Un contact opérant dans les mêmes conditions de fonctionnement, en terme, notamment, de charge et d'hauteur d'alimentation moyenne, mais avec une épaisseur de lubrifiant constante à l'entrée du contact aura une pression maximale de $P_{max} = 0.058$. Le contact doit en effet supporter la même charge, mais avec un champ de pression moins étendu.

Après le premier passage, le profil de lubrifiant n'a plus une forme sinusoïdale. Un ménisque latéral s'est formé et sa position dépend directement de l'efficacité de la redistribution. Si ce ménisque n'a pas atteint la position $Y = \pm\lambda/2$, il n'y a pas eu de passage d'huile de la zone 1 à la zone 2. Le paramètre de redistribution ER est nul du fait de sa définition. (Il serait possible de définir des paramètres plus sensibles.)

5.2.3 Redistribution après un seul passage

L'étude paramétrique commence avec l'analyse des flux après un seul passage dans le contact. Les calculs sont menés avec les conditions de fonctionnement détaillées dans le tableau 5.1. Pour chaque cas, l'efficacité de redistribution est déterminée. Le but est de construire une courbe de prédiction de ER en fonction des paramètres d'entrée du calcul.

Les paramètres suivants influent sur la redistribution

– λ : intuitivement, on peut penser que lorsque la longueur d'onde augmente, l'efficacité de la redistribution diminue. La distance que doit parcourir le lubrifiant est en effet plus longue.

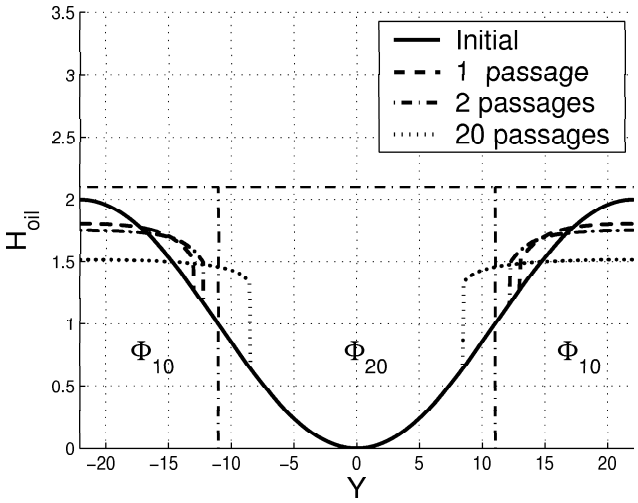


FIG. 5.4: *Profil initial de la couche de lubrifiant et profil après 1, 2 et 20 passages.*$F_l = 0.04525$, $\lambda = 44.1424$ *et* $h_{oilm} = 1.0$

- F_l : une augmentation du paramètre de charge devrait entraîner une meilleure redistribution. En effet, la charge adimensionnée est inversement proportionnelle à la viscosité du lubrifiant et à la vitesse des surfaces. Un contact plus chargé doit également supporter une pression maximale plus grande donc des dérivées de la pression plus importantes. Ainsi, un flux de Poiseuille latéral supérieur est généré.
- H_{oilm} : Une hauteur moyenne plus élevée de lubrifiant en entrée du contact devrait entraîner une moins bonne redistribution. Le volume effectif d'huile à transférer est plus grand.

Un premier paramètre adimensionné Ψ est défini comme :

$$\Psi = \frac{\lambda\sqrt{F_l}}{{r_c}^{1.5}} \quad \left(= \left(\frac{2.45}{6}\right)^{1.5} \frac{\lambda}{{H_{oilm}}^{1.5} F_l} \right) \tag{5.8}$$

où r_c est le degré de sous alimentation, fonction de F_l et H_{oilm}. Il permet de tracer la figure 5.5, graphique représentant l'efficacité de redistribution ER en fonction de Ψ pour différents degré de sous-alimentation. Ψ est proportionnel à la longueur d'onde, inversement proportionnel à la charge et fonction de ${H_{oilm}}^{-1.5}$. L'efficacité de redistribution décroît avec Ψ. Ces évolutions étaient prévues par l'analyse préalable.

Pour Ψ inférieur à 1, la redistribution est complète, ER est supérieur à 0.99. Puis, l'efficacité de redistribution diminue avec Ψ. Cependant, les courbes ne se regroupent pas parfaitement pour les différentes valeurs de r_c. L'influence de H_{oilm} ou r_c apparaît comme étant plus complexe.

A tout autre paramètre constant, l'efficacité de redistribution décroît effectivement avec r_c. Néanmoins, la vitesse de cette décroissance dépend du degré de sous-alimentation. Ceci veut dire que par exemple, à charge et r_c (ou H_{oilm}) constants, l'évolution de ER en fonction de λ est plus rapide quand il y a peu d'huile. En effet, la pente moyenne du profil de la couche de lubrifiant est en H_{oilm}/λ : ce paramètre croit logiquement avec H_{oim}.

La seule façon trouvée pour rassembler ces courbes est de définir le paramètre Ψ' comme :

$$\Psi' = \left(\frac{\lambda \sqrt{F_l}}{{r_c}^{0.75}} \right)^{(1-r_c)} \tag{5.9}$$

Ce paramètre fait apparaître la puissance $(1 - r_c)$. Elle traduit la diminution de la pente des courbes $ER = f(\Psi)$ avec r_c. La formule est valable pour $r_c < 1$.

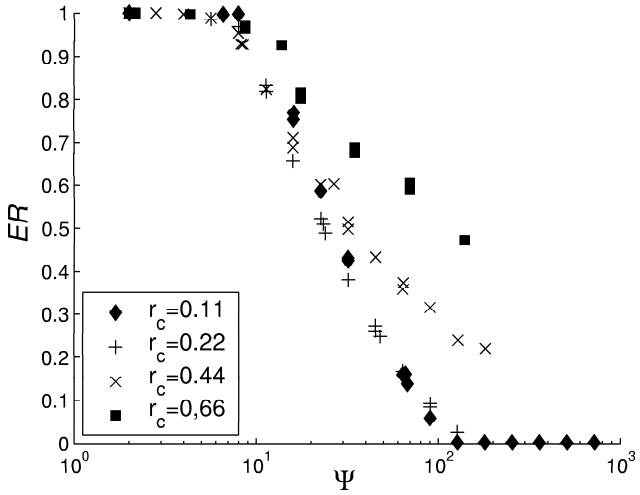


Fig. 5.5: *Surface lisse : Redistribution après 1 seul passage. ER en fonction de Ψ pour différents degrés de sous-alimentation*

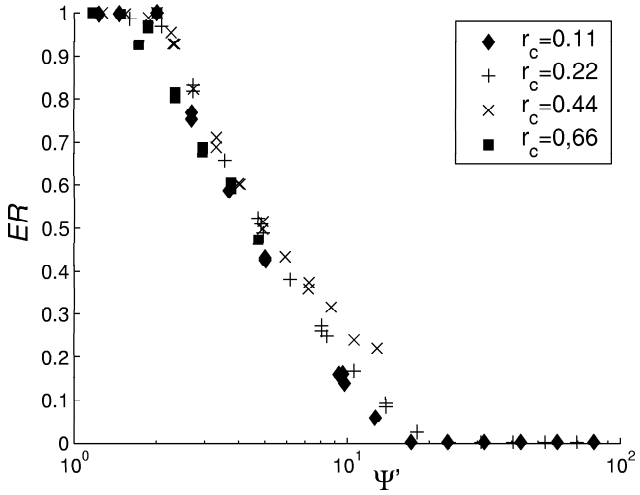


Fig. 5.6: *Surface lisse : Redistribution après 1 seul passage. ER en fonction de Ψ' pour différents degrés de sous-alimentation*

La figure 5.6 montre l'efficacité de redistribution en fonction de Ψ'. Cette fois ci, il est possible de considérer qu'une courbe unique est formée pour les différentes valeurs de r_c. Ainsi, il est maintenant possible de prevoir l'efficacité de redistribution d'un contact linéique lisse sous-alimenté avec un profil

de lubrifiant sinusoïdal lors du premier passage du segment. Il est également possible d'extrapoler, à partir de résultats avec λ de l'ordre du mm, ce qui se passe avec une longueur d'onde de l'ordre de la dizaine de centimètres.

5.2.4 Passages multiples

5.2.4.1 Résultats généraux

On parle de passages multiples lorsque la couche de lubrifiant traverse, de manière successive et dans le même sens, le contact linéique. Si p est le nombre de passages, la condition limite de la hauteur du film d'huile à l'entrée du contact lors du passage p est la hauteur du film d'huile à la sortie du contact lors du passage $p-1$.

La figure 5.4 montre le profil du lubrifiant initial, et après 1, 2 et 20 passages. Lors du premier passage, une faible quantité d'huile transite vers le centre du contact et un ménisque latéral s'est formé. Ce ménisque se déplace vers $Y = 0$ lors de passages successifs. Tant que le ménisque n'a pas atteint la limite $Y = \pm\lambda/4$, il n'y a pas de transfert de lubrifiant des zones 1 à la zone 2, et donc $ER = 0$. Puis le ménisque atteint cette limite, l'huile commence à transiter des zones 1 à la zone 2. ER croît d'un passage au suivant, la redistribution est en cours. Lorsque les deux2 ménisques se rejoignent en $Y = 0$, la redistribution complète est atteinte. N_{cr} est le nombre de passages nécessaires pour atteindre cette redistribution complète.

Il faut noter que suivant le cas, le ménisque formé après le premier passage peut être directement dans la zone 2. Le transport de lubrifiant entre les zones commence dès le premier passage. La valeur de l'efficacité de redistribution ER est tout de suite supérieure à 0.

5.2.4.2 Etude paramétrique et courbe de prédiction

L'étude paramétrique passe par le calcul de nombreux cas de fonctionnement du contact (charge, degré de sous-alimentation et longueur d'onde différente) et avec un nombre de passages suffisant pour atteindre la redistribution complète. Pour chaque cas, l'efficacité de la redistribution est determinée.

La figure 5.7 montre l'efficacité de redistribution ER en fonction du rapport $N/(\lambda^2 F_l)$ pour différentes valeurs de r_c. En parcourant le graphique de gauche vers la droite, le nombre de passages augmente. Pour chaque cas, la courbe commence avec la valeur de ER pour le premier passage. Cette valeur peut être déterminée grâce à la courbe établie dans le paragraphe précédent. Puis ER augmente avec le nombre de passages pour atteindre une valeur proche de 1. La redistribution est terminée, le nombre de passage est égal à N_{cr}. A partir de là, les passages successifs ne modifient plus la distribution de lubrifiant.

Ce graphique montre que, à iso charge et degré de sous-alimentation, si la longueur d'onde est doublée, le nombre de passages nécessaires pour atteindre une redistribution complète est multiplié par 4. Ceci a une conséquence importante pour le système segment piston chemise. Le périmètre d'une chemise est de plusieurs dizaines de centimètres alors que dans l'étude, la longueur d'onde est de l'ordre du mm. Dans la pire situation, c'est à dire avec une distribution complètement hétérogène (λ égal au périmètre de la chemise), il faut plus de 10000 fois plus de passage pour redistribuer le lubrifiant. Dans le pire de cas montré ici, N_{cr} est de 2000. Il faut donc 2.10^7 passages pour redistribuer

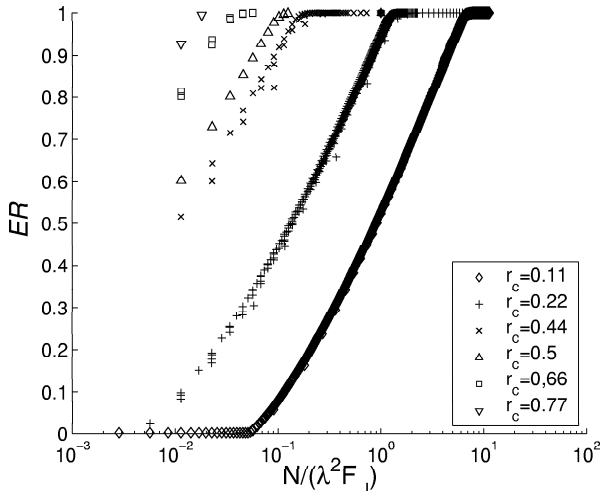


FIG. 5.7: *Surface lisse : passages multiples. ER en fonction de $N/(\lambda^2 F_l)$ pour différents degrés de sous-alimentation*

complètement le lubrifiant pour une géométrie de la taille d'une chemise de moteur à combustion. Ceci correspond à un temps de 50 à 100 heures de fonctionnement d'un moteur réel. Il est naturellement inconcevable que des zones sèches persistent aussi longtemps dans la réalité, des éléments comme la microgéométrie des surfaces ou la capillarité réduisent considérablement le délai de redistribution.

Dans le paramètre qui a servi pour tracer la figure 5.7, le rapport entre la puissance de λ et de F_l est le même que pour la courbe étudiant exclusivement le premier passage dans le contact. Pour chaque valeur du degré de sous-alimentation r_c, les points correspondants aux différents cas se regroupent sur une même courbe. Mais comme pour le premier passage, l'influence de r_c est plus difficile à appréhender. Tout d'abord, le paramètre Ω est défini comme :

$$\Omega = \frac{N}{\Psi^2} = {r_c}^3 \frac{N}{\lambda^2 F_l} \tag{5.10}$$

La figure 5.8 montre l'efficacité de redistribution ER en fonction de Ω. Les courbes pour différentes valeurs de r_c se regroupent. Cependant une dispersion importante apparaît quand ER s'approche de 1. Elle est due à une différence de pente des parties ascendantes des courbes $ER = f(\Omega)$.

Un nouveau paramètre est défini comme :

$$\Omega' = {r_c}^{2.25} \left(\frac{N}{\lambda^2 F_l} \right)^{(1-0.5 r_c)} \tag{5.11}$$

Il permet de tracer le deuxième graphique de la figure 5.8. Cette fois ci, le regroupement des points est probant, on peut parler de courbe unique. Une nouvelle fois une puissance $(1 - 0.5 r_c)$ apparaît dans l'expression du paramètre. Elle corrige la différence de pente dans les parties ascendantes des courbes. Ainsi, l'influence du degré de sous-alimentation r_c est tel que :

- pour la même charge appliquée au contact, la même longueur d'onde et après un même nombre N de passages, l'efficacité de redistribution croît avec r_c
- pour la même charge et la même longueur d'onde de la couche de lubrifiant, le gain en terme d'ER apporté par chaque passage successif décroît avec r_c

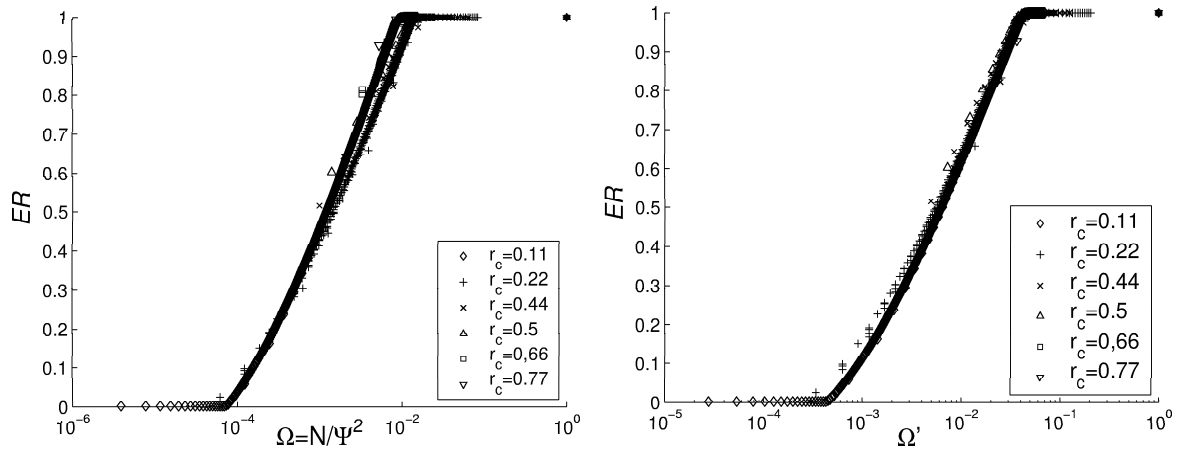


Fig. 5.8: *Surface lisse : passages multiples. ER en fonction de Ω 5.10 (à gauche) et de Ω′ 5.11(à droite) pour différents degrés de sous-alimentation*

Le graphique $ER = f(\Omega')$ constitue donc une courbe d'approximation de l'efficacité de redistribution après N passages dans un contact lisse linéique alimenté par une couche de lubrifiant sinusoïdale. Pour $\Omega' < 2.10^{-4}$, l'efficacité de redistribution du contact est nulle. Pour $\Omega' > 5.10^{-2}$, la redistribution est totale, $ER \approx 1$. La partie ascendante de la courbe peut être approximée par une équation de la forme :

$$ER = A \ln\left(\Omega'\right) + B, \quad 5.6.10^{-4} \leq \Omega' \leq 4.4.10^{-2} \tag{5.12}$$

où A et B sont deux constantes à déterminer. Les valeurs suivantes sont proposées :

- A=0,23
- B=1.72

Cette courbe va servir de base à la comparaison avec des surfaces striées.

5.2.5 Conclusion

Le contact linéique lisse constitue une base de comparaison pour le contact linéique texturé. La compréhension des phénomènes de redistribution du lubrifiant qui s'y rattachent est essentielle avant d'aborder le cas des surfaces texturées. La sous-alimentation variable en lubrifiant a été modélisée par une couche d'huile de forme sinusoïdale. Ceci permet d'envisager une décomposition en série de Fourrier de profils de lubrifiant réels. L'efficacité de redistribution a été définie. Ce paramètre traduit la quantité de lubrifiant qui passe des bords du domaine de calcul (sommets de la sinusoïde) au centre où la couche de lubrifiant a une épaisseur qui tend vers 0.

Tout d'abord, les phénomènes rencontrés lors du passage ont été mis en évidence. Une courbe de prédiction a été construite, elle permet de tracer ER en fonction de Ψ' et de calculer facilement l'efficacité de redistribution pour tout nouveau cas. L'étude montre que ER décroît avec la longueur d'onde de la couche de lubrifiant et croît avec la charge appliquée au contact. L'influence du degré de sous-alimentation est plus complexe à appréhender. Pour un contact opérant dans les mêmes conditions, ER augmente avec r_c. Cependant l'évolution de ER avec λ pour une charge donnée dépend du degré de sous-alimentation, ce qui explique la complexité du paramètre Ψ'.

La même étude a été faite pour des passages multiples du segment et une courbe de prédiction a été obtenue. Elle trace ER en fonction du paramètre Ω'. Elle montre que le nombre de passages

nécessaires pour atteindre une redistribution complète dépend de λ^2. Ainsi, pour une distribution d'huile complètement hétérogène sur une surface telle que la chemise d'un moteur à combustion, d'un périmètre (le cas le plus défavorable, c'est à dire λ égale au périmètre) de 25 cm environ, le nombre de passages nécessaires pour atteindre une distribution homogène est très important : entre 10000 et plusieurs millions de passages pour les cas, réalistes, calculés ici. Il est ainsi très important de trouver des finitions de surfaces qui peuvent accélérer cette redistribution d'huile.

5.3 Surfaces texturées

5.3.1 Présentation

La texturation des surfaces doit permettre d'améliorer la capacité de redistribution du lubrifiant par le contact. Les motifs de texturation utilisés sont ceux qui ont été présentés dans le second chapitre. La texture, avec toutes ses stries complètement remplies d'huile, sert de support à la couche de lubrifiant d'épaisseur variable qu'il faut redistribuer. L'alimentation en lubrifiant du contact se compose donc :

- d'une striation complètement remplie d'huile
- plus une couche de lubrifiant supplémentaire, de forme sinusoïdale dont la hauteur est H_{oilx}.

L'expression de H_{oilx} est :

$$H_{oilx}\left(X_a, Y\right) = H_{oilm}\left(1 - \cos\left(\frac{2\pi Y}{\lambda}\right)\right) \tag{5.13}$$

Pour pouvoir appliquer des conditions aux limites périodiques suivant la direction Y et ainsi limiter la taille du domaine de calcul, il est nécessaire d'utiliser des longueurs d'onde de la couche de lubrifiant égales à un multiple de la taille d'un motif élémentaire de la texturation.

Les calculs avec une surface texturée sont transitoires. L'épaisseur de film determinée présentent des oscillations périodiques, dont la période est égale à la longueur d'un motif élémentaire de la texture. Les débits calculés sont des valeurs moyennes lorsque un motif élémentaire traverse le contact. Les zones sont définies de la même façon que pour la surface non texturée (voir figure 5.9). Les expressions des débits moyens sont :

$$\begin{aligned}
\Phi_{1i} &= \frac{1}{T_p}\int_{T_p}\left(\int_{-\lambda/2}^{-\lambda/4} H_{oil}(X_b, Y, T)dY + \int_{\lambda/4}^{\lambda/2} H_{oil}(X_b, Y, T)dY\right)dT \\
\Phi_{2i} &= \frac{1}{T_p}\int_{T_p}\int_{-\lambda/4}^{\lambda/4} H_{oil}(X_b, Y)dY\,dT
\end{aligned} \tag{5.14}$$

où T_p est la période de variation de l'épaisseur de film.

L'intérêt se porte ici sur ce qui se passe au dessus des plateaux et des stries complètement remplies d'huile. La comparaison avec la surface non-texturée de référence est donc faite à épaisseur de lubrifiant sur plateaux constante. Ainsi le paramètre décrivant le degré de sous-alimentation du contact texturé s'écrit :

$$r_c = \frac{H_{oilm}}{H_{cff}} \tag{5.15}$$

où H_{cff} est la hauteur centrale de film d'un contact linéique non-texturé opérant sous les mêmes conditions de chargement et alimenté par une couche homogène de lubrifiant d'épaisseur H_{oilm}. L'huile apportée par la striation et la texturation elle-même n'est qu'une aide à la redistribution. Comme

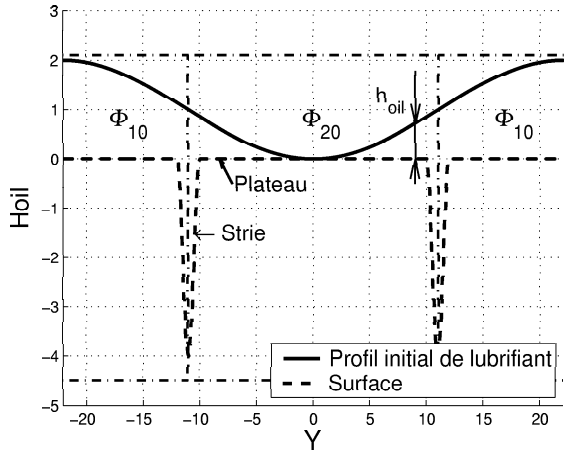


Fig. 5.9: *Profil initial de la couche de lubrifiant sur une surface texturée ($\lambda = 44.1424$ et $H_{oilm} = 1$). Définition des flux*

déjà vu au chapitre précédent, cette huile ne crée pas de portance supplémentaire. Cette méthode de comparaison est également la plus pertinente par rapport à ce qui peut se produire dans un moteur à régime stabilisé.

Comme pour la surface non-texturée, on détermine pour chaque cas l'efficacité de redistribution ER :

$$ER = \frac{\Phi_{2i} - \Phi_{20}}{\Phi_{2max} - \Phi_{20}} \tag{5.16}$$

où Φ_{20} est le débit dans la zone 2 avant le premier passage et Φ_{2max} le débit maximal théorique dans la zone 2 (moitié du débit total).

L'expression d'ER est donc la même que pour la surface non-texturée. Néanmoins, Φ_{10} et Φ_{20} n'ont pas des valeurs identiques qu'avec une surface non-texturée. Ils dépendent du volume d'huile contenu dans les rainures. Cependant, au niveau du calcul d'ER, les débits passant par les stries s'annulent et ce paramètre traduit bien ce qu'il se passe au dessus des plateaux et des stries complètement remplies.

Pour les calculs avec passages multiples, il est nécessaire de stocker le profil de lubrifiant à la sortie du contact à chaque pas de temps. Celui-ci servira comme condition d'entrée pour le passage suivant. Les calculs "passages multiples" considèrent des passages successifs unidirectionnels.

5.3.2 Surface de géométrie 1

La texturation de géométrie 1 est composée de stries continues croisées. Les paramètres qui la caractérisent ont été définis dans le second chapitre. Elle fait référence au procédé classique de honing des chemises, qui crée lui aussi des stries qui se croisent de façon aléatoire mais avec toujours le même angle.

Le but de ce paragraphe est de montrer l'effet de la striation sur la redistribution et les gains obtenus sur des exemples. Il n'y a pas d'étude paramétrique, l'étude de passages multiples avec une striation prenant beaucoup de temps : pour chaque passage, il faut faire un calcul transitoire

complet, donc le temps de calcul pour un cas avec cinq ou six passages prend une dizaine de jours. Les géométries choisies sont explicitées dans le tableau 5.2. Elles permettent notamment d'étudier l'effet de la distance interstrie et de l'angle de striation à densité de texturation constante. Tous les calculs sont effectués avec les mêmes conditions de fonctionnement. Ce sont :

- Charge linéique : $F_l = 0.0905$
- Epaisseur moyenne de la couche de lubrifiant supplémentaire : $H_{oilm} = 1$

La profondeur des stries est fixée à $G_{max} = 10$.

Name	Dn	d	L	α
Surf1	0.32	22.07	1	30°
Surf2	0.17	22.07	0.5	30°
Surf3	0.32	11.01	0.5	30°
Surf4	0.17	43.63	0.5	15°
Surf5	0.17	14.93	0.5	45°
Surf6	0.17	11.43	0.5	60°

Tab. 5.2: *Détail des géométries des surfaces texturées utilisées*

5.3.2.1 Champ de pression et épaisseur de film

La première étape consiste à mettre en évidence les phénomènes particuliers induits par la texturation sur le champ de pression et la hauteur de la couche de lubrifiant. L'effet est montré sur une texturation de géométrie Surf2 avec une logueur d'onde de la couche de lubrifiant de 44.14. Ainsi, une période de la couche de lubrifiant recouvre deux motifs élémentaires de la texture.

La figure 5.10 montre le champ de pression P et la figure 5.11 la hauteur de la couche de lubrifiant au dessus du plan des plateaux de la surface $H_{oil} - G$ lorsque la surface est non-texturée et lors des sept premiers passages de la surface texturée. La capture est faite au même endroit sur la surface. Les phénomènes suivants sont visibles :

- comme pour la surface non-texturée, le segment "flotte" sur le surplus de lubrifiant qu'il y a au bord du domaine de calcul et le champ de pression se concentre à cet endroit. Au départ, la pression est nulle dans la zone centrale et le film n'est pas plein.
- lors du premier passage des stries, le champ de pression est étendu dans les stries au centre du contact. Ceci induit un flux de Poiseuille complémentaire au niveau de stries, et le lubrifiant peut transiter à ce niveau vers la zone faiblement alimentée. La zone de film plein prend ainsi la forme de langues qui entrent dans la zone faiblement alimentée.
- chaque passage successif permet d'allonger les langues de lubrifiant qui entrent dans la zone faiblement alimentée. Parallèlement à cela, le ménisque latéral sur les plateaux se déplace vers le centre du contact.
- les langues de lubrifiant finissent par se rejoindre au cinquième passage. Il y a un lien entre les champs de pression des bords du domaine de calcul et entre les zones de film plein.
- lors du septième passage, les zones où la pression est nulle sont réduites. Le film d'huile n'est plein que véritablement au centre des plateaux.

Ainsi, la redistribution de lubrifiant sur une surface texturée remplie de lubrifiant est beaucoup plus rapide que pour une surface non-texturée. Les stries croisées confirment leur rôle de tuyau où la pression est faible mais où l'écoulement d'huile est possible.

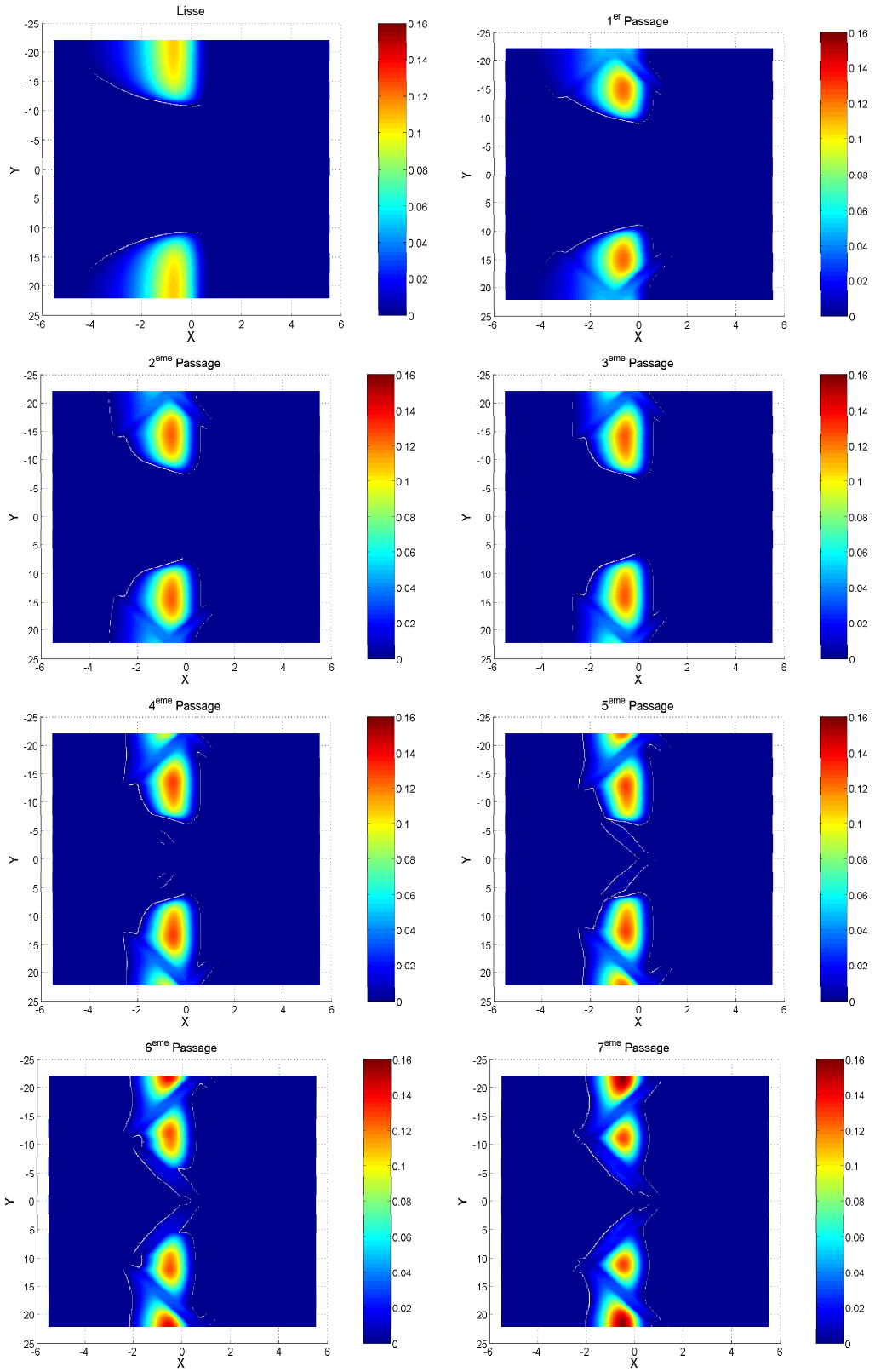


Fig. 5.10: *Champ de pression P dans le cas lisse (1^{er} passage) et après 1 à 7 passages de la surface texturée. ($F_l = 0.0905$, $\lambda = 44.14$ et $H_{oilm} = 1$; Motif de géométrie 1 : $\alpha = 30^o$, $D = 22.07$, $L = 1$, $G_{max} = 10$).*

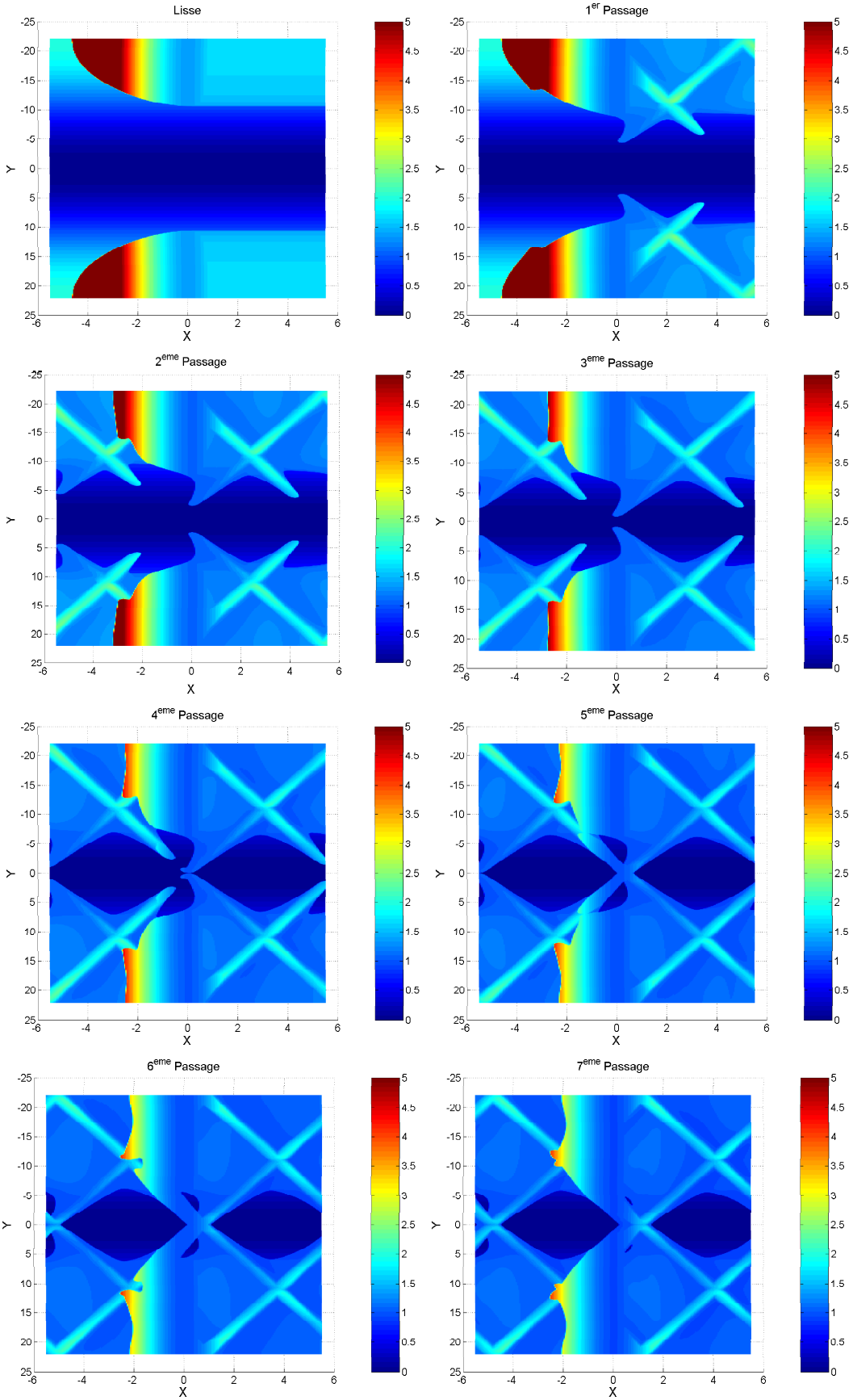


FIG. 5.11: *Epaisseur de lubrifiant sur plateaux ($H_{oil} - G$) dans le cas lisse (1^{er} passage) et après 1 à 7 passages de la surface texturée. ($F_l = 0.0905$, $\lambda = 44.14$ et $H_{oilm} = 1$; Motif de géométrie 1 : $\alpha = 30^o$, $D = 22.07$, $L = 1$, $G_{max} = 10$).*

5.3.2.2 Comparaisons entre surface texturée et non texturée

Le pouvoir de redistribution des surfaces texturées doit être quantifié en terme d'efficacité de redistribution ER et comparée au cas des surfaces lisses. La figure 5.12 montre ER en fonction du paramètre Ω' pour les textures de géométries Surf1, Surf2 et Surf3 avec une longueur d'onde de 44.14 (le double de la taille du motif) et pour la surface de géométrie Surf5 et les longueurs d'onde de 14.9 et 29.9. Les points reliés par un trait indiquent les passages successifs pour une même configuration. Le paramètre Ω' est calculé à partir d'une valeur du degré de sous-alimentation r_c ne prenant en compte que l'huile située sur les plateaux, comme expliqué auparavant. La figure reproduit également la courbe d'approximation de $ER = f(\Omega')$ pour la surface lisse. Cette courbe a été établie au début de ce chapitre.

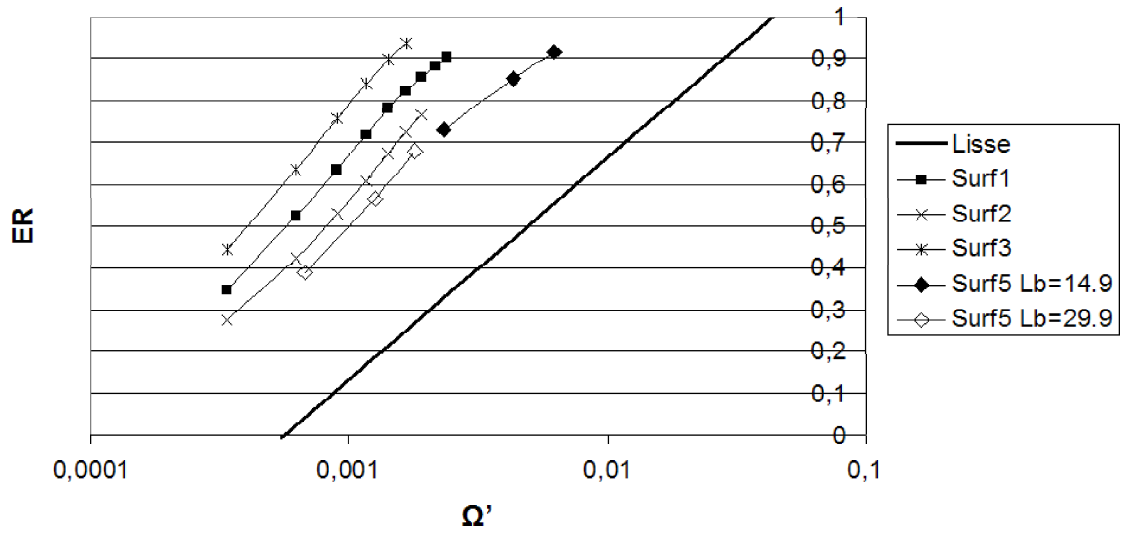


Fig. 5.12: *Efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour différentes géométries de striation*

Pour toutes les géométries de texturation, les courbes $ER = f(\Omega')$ sont situées à gauche de la courbe pour la surface lisse. Le paramètre Ω' étant une fonction croissante de nombre de passages N, ceci indique que et le nombre de passages nécessaires pour atteindre cette efficacité de redistribution est inférieur. Le nombre de passages nécessaires pour atteindre une redistribution quasi-complète est ainsi nettement inférieur. L'ordre de grandeur de la réduction est de 10.

Les effets géométriques suivants sont montrés :

- La redistribution est plus rapide lorsque la densité de strie augmente. Ceci est visible en comparant le cas des surface Surf1 et Surf2, où la largeur des stries est divisée par deux. La courbe est décalée vers la droite.
- Pour une même densité de strie, la redistribution est plus rapide si les stries sont plus rapprochées et plus fines. On multiplie ainsi le nombre de canaux de redistribution. Un phénomène semblable a été noté pour l'alimentation uniforme de lubrifiant : à iso-densité, des stries proches réduisent plus largement l'épaisseur de film d'huile au centre du contact. L'expulsion du lubrifiant de la zone en pression est facilitée par la présence d'un plus grand nombre de canaux et par une distance moindre entre le centre des plateaux et les stries.

La texturation Surf5 présente un angle de striation de 45°, au lieu de 30° pour les autres. La redistribution est plus lente pour un angle supérieur. Ainsi, l'effet de l'angle de striation est traité plus en détail dans le paragraphe suivant. Ce cas montre un autre phénomène intéressant. Les calculs sont faits avec deux longueurs d'onde de la couche de lubrifiant. On constate que les courbes sont pratiquement alignées. On peut donc déduire de calculs pour des longueurs d'onde de l'ordre du millimètre ce qui se passe pour des longueurs d'onde de l'ordre du centimètre ou plus.

5.3.2.3 Effet de l'angle de striation

Les géométries de texturation Surf4, Surf2, Surf5 et Surf6 ont une densité de striation identique avec des angles de striation différents (respectivement 15°, 30°, 45° et 60°). Ceci implique des tailles de motif et des distances interstrie différentes. Ils sont précisés dans le tableau 5.2. Ainsi, la longueur d'onde de la couche de lubrifiant qui alimente le contact est également différente.

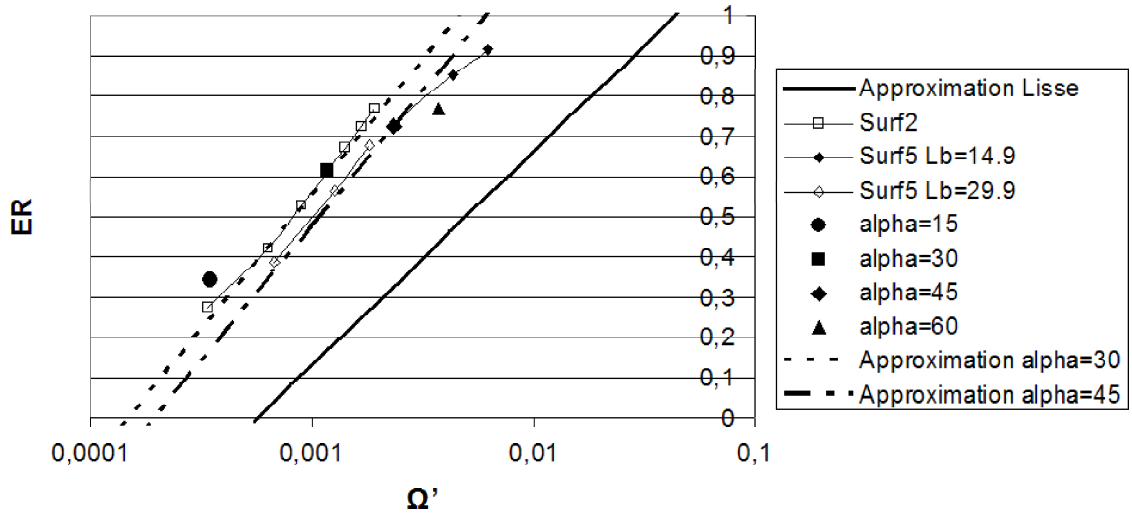


Fig. 5.13: *Efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour différentes angles de striation. Courbes d'approximation de $ER = f(\Omega')$.*

La figure 5.13 présente l'efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour le premier passage sur les texturations précisées précédemment. Il montre également l'évolution de ER lors de passages successifs pour la texturation Surf2 (45°) et Surf5 (30°), avec la courbe d'approximation de la forme $ER = A \ln \Omega' + B$. Les coefficients A et B sont précisés tableau 5.3.

Pour tous les angles de striation, les points pour les surfaces texturées sont situés à gauche de la courbe d'approximation pour la surface non-texturée. Ω' étant une fonction croissante du nombre de passages et décroissante de la longueur d'onde de la couche de lubrifiant, ceci montre que pour un cas donné, l'efficacité de redistribution d'une surface texturée est toujours meilleure. On constate également que les points et les courbes sont décalés vers la gauche quand l'angle diminue. Ainsi, à iso-densité de striation et iso largeur de strie, l'efficacité d'une surface décroît en augmentant l'angle de striation.

La taille du motif et la longueur d'onde de la couche de lubrifiant étant différentes pour

chaque angle de striation, il est impossible de comparer les valeurs brutes de ER. Pour pallier à ce problème, on évalue le degré d'avancement de la redistribution par le produit $ER.\lambda$. En effet, ce produit permet de normer, de façon qualitative et pour des conditions de fonctionnement données, l'efficacité de redistribution après un nombre donné de passages. Le premier graphique de la figure 5.14 donne $ER.\lambda$ en fonction de l'angle de striation pour le premier passage. Ce produit diminue avec l'angle de striation, la redistribution après un seul passage est donc la plus avancée pour l'angle le plus petit.

Les courbes $ER = f(\Omega') = f(N...)$ peuvent être approximées par une fonction du type $ER = A \ln \Omega' + B$. Les coefficients A et B pour les différents angles de striation sont donnés dans le tableau 5.3, avec comme hypothèse que A est identique pour tous les angles. Avec ces courbes, il est possible d'estimer le nombre de passages nécessaires pour atteindre une redistribution complète.

	A	B
Lisse	0.23	1.72
$\alpha = 15°$	0.29	2.65
$\alpha = 30°$	0.29	2.56
$\alpha = 45°$	0.29	2.48
$\alpha = 60°$	0.29	2.39

Tab. 5.3: *Coefficient A et B de l'équation d'approximation de $ER = A \ln \Omega' + B$ pour différents angles de striation et la surface lisse*

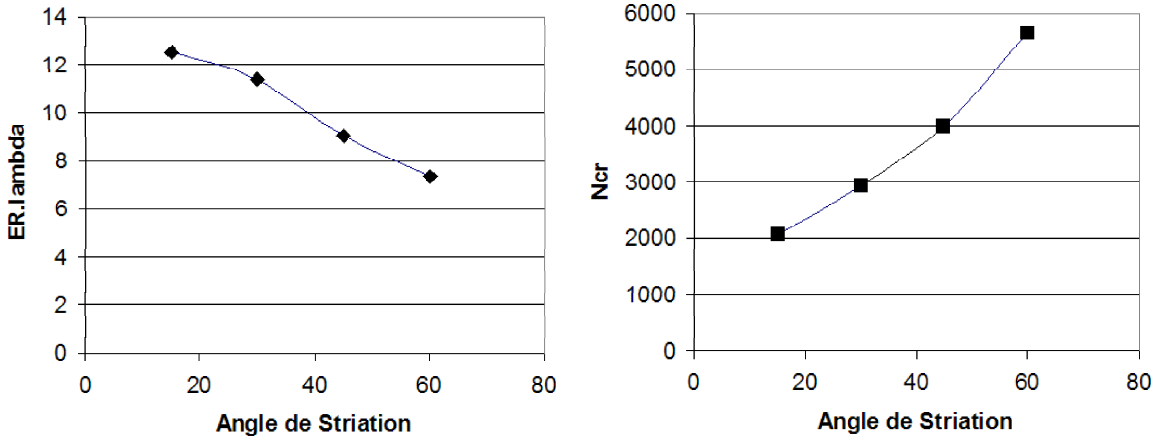


Fig. 5.14: *Etat d'avancement $ER.\lambda$ et estimation du nombre de passages nécessaires pour atteindre une redistribution complète N_{cr} en fonction de l'angle de striation α.*

La figure 5.14 donne une approximation de N_{cr} pour les différents angles de striation et pour une longueur d'onde de la couche de lubrifiant de 6.25cm. On constate que N_{cr} augmente avec α, le rapport est d'environ 3 entre un angle de 15° et 60°. Pour un contact entre surfaces non-texturées fonctionnant dans les mêmes conditions, N_{cr} est de 36800. Le rapport est donc supérieur à 10 entre la surface texturée avec un angle de 30° et la surface non-texturée. Pour un moteur fonctionnant à 3000tr/min, 36800 passages représentent 6 minutes 10 secondes. Avec une striation avec un angle de 30°, le délai est

inférieur à 30 secondes. Ces chiffres sont théoriques et valables dans des conditions bien particulières, mais l'ordre de grandeur du gain montre bien la réduction du risque d'usure locale avec une surface texturée. Ceci confirme également l'intérêt de la réduction de l'angle de striation pour améliorer la qualité de la redistribution du lubrifiant sur la surface en contact.

5.3.2.4 Conclusion

Cette partie a mis en évidence l'apport de stries croisées pour la redistribution de lubrifiant dans un contact linéique. Les stries se comportent comme des canaux ou la génération de pression est plus facilement possible et où le flux suivant Y est important. Ces canaux créent des langues de lubrifiant qui entrent dans la zone faiblement alimentée. Au fil de passages successifs, les deux zones fortement alimentées finissent par être reliées au niveau des stries. La redistribution de lubrifiant est ainsi beaucoup plus rapide.

Pour chaque surface, l'efficacité de redistribution ER a été calculée. L'hypothèse de comparaison est de ne tenir compte que de la couche d'huile "complémentaire" située sur les plateaux et les stries complètement remplies d'huile dans le calcul du degré de sous-alimentation. Sur le graphique $ER = f(\Omega')$, tous les points pour les surfaces texturées de géométrie 1 se situent à gauche de la droite pour la surface non-texturée. Cela veut dire que la redistribution est effectivement beaucoup plus rapide.

L'étude de différentes géométries a tout d'abord montré qu'à iso densité de striation, pour avoir une meilleure redistribution, il vaut mieux avoir des stries fines et proches que des stries larges et éloignées les unes des autres. En effet, le nombre de canaux de redistribution est plus grand et la distance entre le centre des plateaux et la strie est plus petite. Il a été aussi mis en évidence qu'à iso densité, une diminution de l'angle de striation facilitait la redistribution. Le flux dans les stries dans le sens Y est en effet fonction de $\cos\alpha$. Le flux latéral de redistribution diminue donc avec α.

Ainsi, comme pour le coefficient de frottement sec en cas de sous-alimentation globale, la réduction de l'angle de striation permet d'améliorer les performances du contact linéique sous-alimenté. Un angle plus petit favorise la rétention du lubrifiant dans la zone active du contact en cas de sous-alimentation globale (flux faible suivant X). Il facilite le flux latéral de lubrifiant en cas de sous-alimentation locale (flux important suivant Y).

5.3.3 Surface de géométrie 2

La surface de géométrie 2 est composée de stries discontinues perpendiculaires à la direction de déplacement. Les paramètres clefs définissant un motif élémentaire ont été présentés au chapitre 2. Dans cette partie sont montrés quelques exemples de géométries avec les gains escomptés en terme de réalimentation en lubrifiant. Deux paramètres sont plus particulièrement étudiés : la densité longitudinale de striation et la longueur de strie.

5.3.3.1 Champ de pression et hauteur de film

La figure 5.15 montre le champ de pression et la hauteur de film de lubrifiant complémentaire pour un premier passage de la surface lisse dans le contact, et pour 1 à 3 passages de la surface texturée. Le modifications induite par les rainures sont :

- lors du passage des stries, une pression faible est générée dans une partie de la strie. Elle permet un écoulement longitudinal de l'huile : deux langues de lubrifiant se forment et tentent de rejoindre le centre du contact.

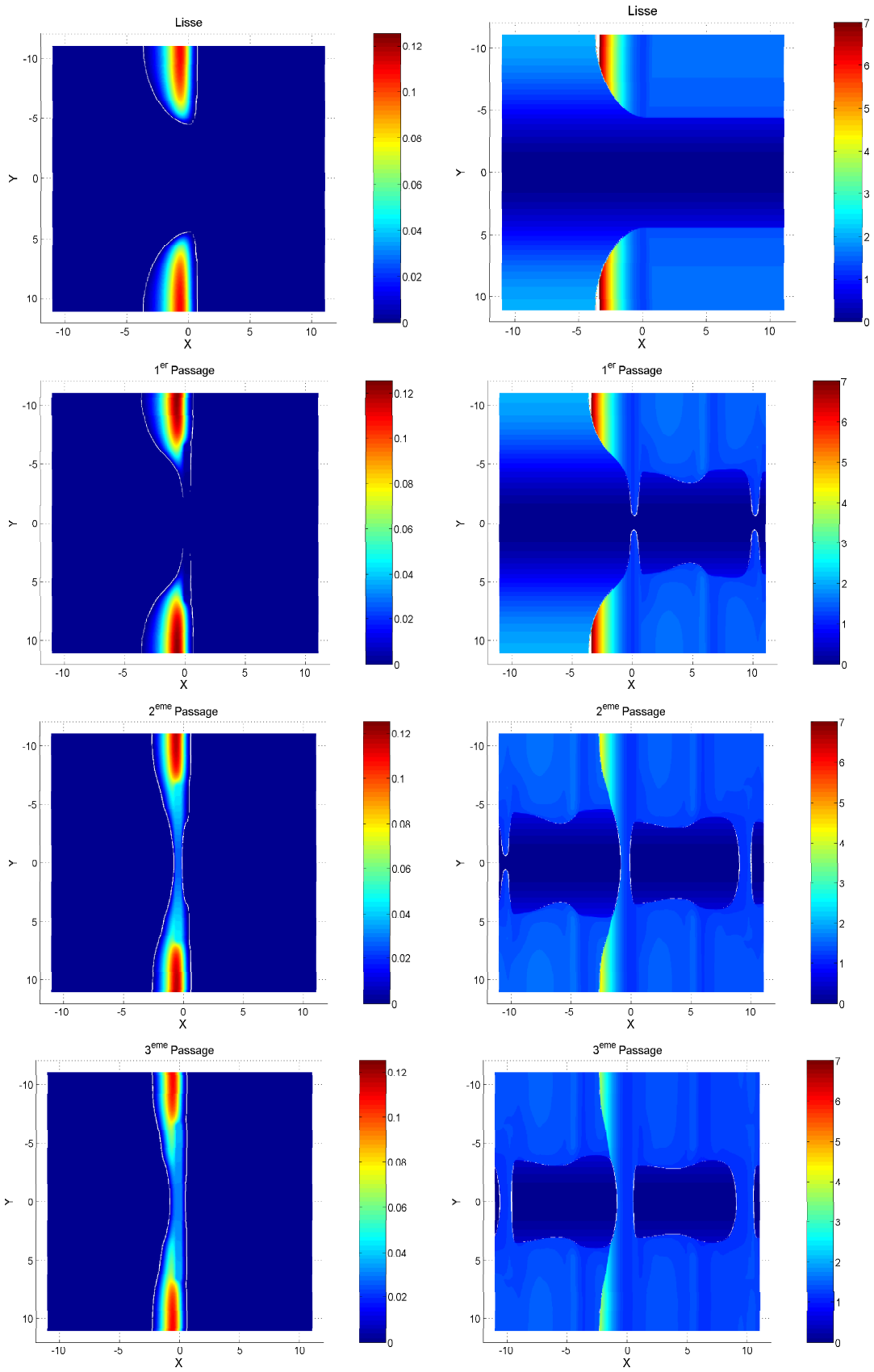


Fig. 5.15: *Champ de pression - à gauche - et épaisseur de lubrifiant sur plateaux ($H_{oil} - G$) - à droite - dans le cas lisse (1^{er} passage) et après 1 à 3 passages de la surface texturée. ($F_l = 0.0905$, $\lambda = 22.07$ et $H_{oilm} = 1$; Motif de géométrie 2 : $L_1 = 13.24$, $L_1 + L_2 = 22.07$, $D = 5$, $L = 0.5$, $G_{max} = 10$).*

- lors du second passage, la zone en pression s'étend dans toute la strie, les deux langues de lubrifiant se rejoignent.
- lors de chaque passage successif, le domaine de film plein s'étend autour de la strie et les ménisques latéraux se déplacent vers le centre du contact.

Ainsi, la striation favorise le transport du lubrifiant de la zone fortement alimentée à la zone faiblement alimentée. Cependant, l'effet ne se manifeste que dans et aux abords des stries. Les paramètres géométriques tels que la densité de striation, la longueur et la largeur des stries influencent l'efficacité de redistribution de la surface texturée.

5.3.3.2 Influence de la densité longitudinale de striation

La densité longitudinale de striation Dl est le rapport entre la longueur d'une strie et la taille du domaine :

$$Dl = \frac{L_1}{L_1 + L_2} \tag{5.17}$$

Les définitions d'un motif et des paramètres L_1 et L_2 ont été données au second chapitre. Une densité longitudinale de 1 correspondrait à des stries continues perpendiculaires au sens du déplacement. Les géométries utilisées sont détaillées dans le tableau 5.4. Elles ont toutes une densité globale de striation Dn de 6% et les stries une profondeur G_{max} égale à 10. Les texturations Surfa et Surfd, ainsi que l'épaisseur de la couche de lubrifiant supplémentaire sont représentées figure 5.16.

Name	$L_1 + L_2$	L_1	L	Dl
Surfa	22.07	8.83	0.75	40%
Surfb	22.07	11.04	0.6	50%
Surfc	22.07	13.24	0.5	60%
Surfd	22.07	16.53	0.4	75%

Tab. 5.4: *Détail des géométries des surfaces texturées utilisées*

Pour chaque surface texturée avec une couche de lubrifiant de longueur d'onde λ telle que $\lambda = L_1 + L_2$, l'efficacité de redistribution est calculée après un à plusieurs passages. Les résultats sont reportés sur la figure 5.17. Ce graphique montre l'efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour les surfaces texturées Surfa à Surfd et la courbe d'approximation pour le cas parfaitement lisse.

Les courbes $ER = f(\Omega')$ pour les surfaces texturées sont situées à gauche de la courbe pour la surface lisse. Pour les mêmes conditions de fonctionnement du contact, le lubrifiant est donc, en général, redistribué plus rapidement si la surface est texturée. Le gain est d'autant plus important que la densité longitudinale est grande. Cependant pour la texturation Surfa, avec une densité de 40%, l'effet positif est même négligeable. Ceci est confirmé par la représentation de l'épaisseur de lubrifiant après le premier passage pour les surfaces Surfa ($D_l = 40\%$) et Surfd ($D_l = 75\%$). Dans le premier cas, les surplus d'huile n'ont pas pu atteindre les stries. Par contre dans le second cas, le film est complètement plein au niveau des stries, la redistribution est largement entamée.

Pour obtenir un gain significatif (réduction d'un facteur 5 de N_{cr}) avec une texturation de type stries discontinues, il faut donc une densité longitudinale supérieure à 50%. Il y a ainsi recouvrement entre deux lignes de stries successives. La distance que peut parcourir le lubrifiant dans la

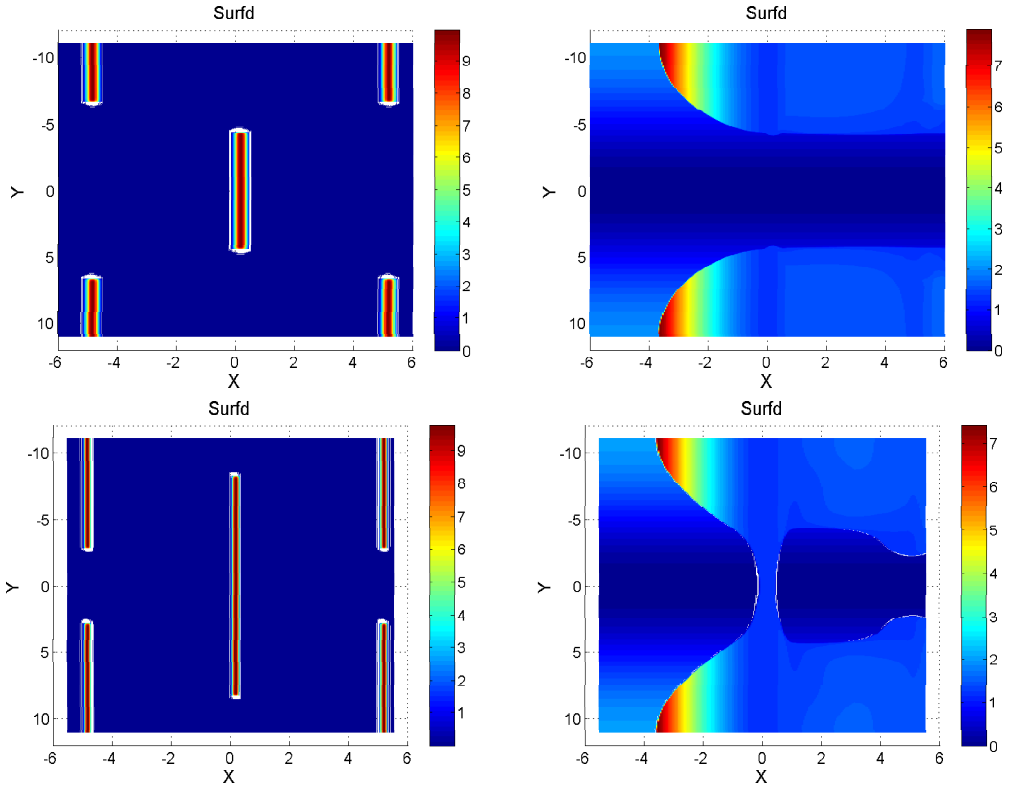


Fig. 5.16: *Position des stries (à gauche) et épaisseur de lubrifiant sur plateaux ($H_{oil} - G$) (à droite) lors du 1er passage des surface Surfa (en haut) et Surfd (en bas). ($F_l = 0.0905$, $\lambda = 22.07$ et $H_{oilm} = 1$)*

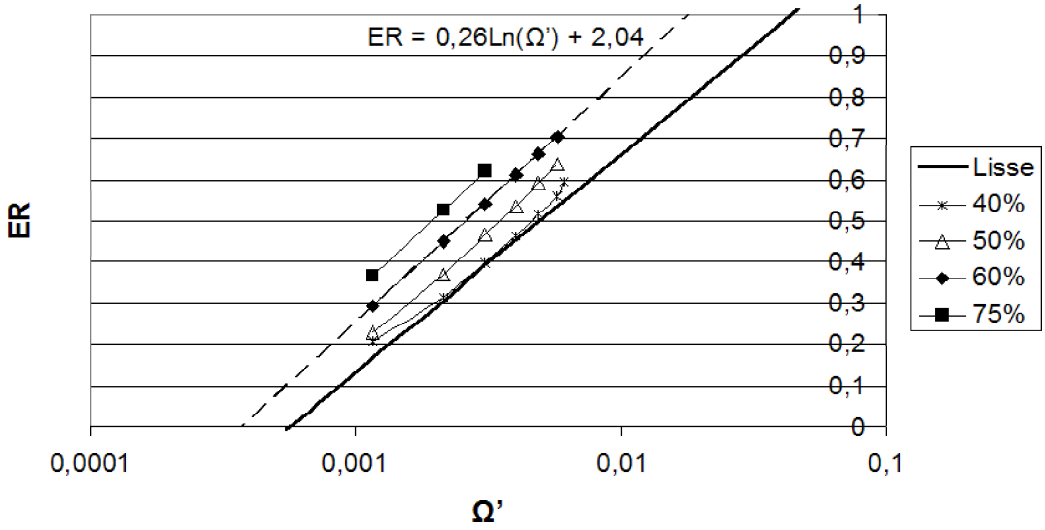


Fig. 5.17: *Efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour différentes densités longitudinales de striation. Courbe d'approximation de la forme $ER = f(\Omega')$ pour une densité longitudinale de 60 %.*

striation est également plus importante. Des stries trop courtes ne peuvent pas créer un lien entre les deux zones fortement alimentées.

5.3.3.3 Influence de la longueur de strie

Une densité longitudinale donnée peut être obtenue avec une infinité de longueur de strie. Seule la taille du motif élémentaire sera différente. L'effet de la longueur de striation est étudié avec les surfaces détaillés dans le tableau 5.5 et avec des longueur d'onde de la couche de lubrifiant λ de 22.07 et 44.14. La figure 5.18 montre l'efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour ces différents cas.

Name	$L_1 + L_2$	L_1	L	Dl
Surfc	22.07	13.24	0.5	60%
Surfe	11.04	6.62	0.5	60%

Tab. 5.5: *Détail des géométries des surfaces texturées utilisées*

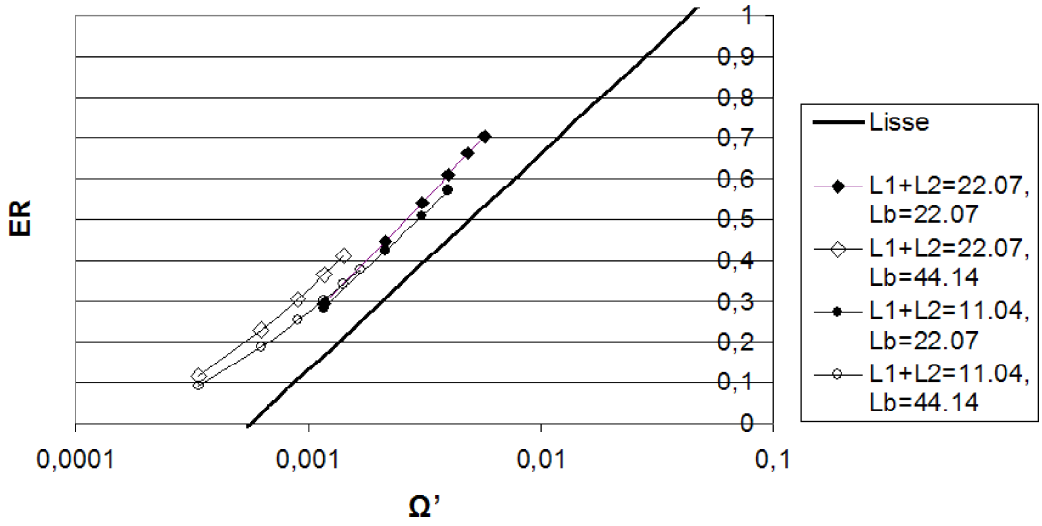


Fig. 5.18: *Efficacité de redistribution ER en fonction de Ω' pour différentes longueurs de strie et différentes longueur d'onde de la couche de lubrifiant.*

L'allongement de stries à iso densité globale et longitudinale de texturation a un effet positif sur la redistribution de lubrifiant. Les courbes pour la surface Surfc sont en effet légèrement plus à gauche sur le graphique de $ER = f(\Omega')$. L'huile peut parcourir une plus grande distance longitudinale dans chaque strie et accélérer la redistribution. Le saut d'une strie à l'autre est par contre plus long.

5.3.3.4 Conclusion

Les exemples étudiés ici montrent l'intérêt d'une texturation avec des stries discontinues pour la redistribution de lubrifiant. Comme pour le motif de géométrie 1 (stries croisées), l'efficacité de redistribution a été déterminée après chaque passage dans le contact et comparée aux résultats avec une surface lisse. La comparaison s'effectue avec une épaisseur la couche de lubrifiant complémentaire (situé sur les plateaux) constante. La surface texturée avec les stries remplies d'huile sert de support à la couche de lubrifiant variable.

Les exemples ont montré un gain en terme de vitesse de redistribution avec cette géométrie. Ce gain est d'autant plus important que la densité longitudinale de striation est grande. De plus, si elle

est inférieure à 50%, les gains sont négligeables. Les stries doivent être les plus longues possibles pour pouvoir générer les canaux les plus longs possibles. La comparaison avec la surface de géométrie 1 sugère que cette dernière est plus efficace. Néanmoins, la densité de striation était deux fois supérieure pour les exemples avec la géométrie 1 que avec la géométrie 2.

5.4 Conclusion

Ce chapitre a mis en évidence les phénomènes liés à la redistribution de lubrifiant par un contact hydrodynamique linéique. L'alimentation variable en lubrifiant est une chose courante au niveau du contact segment chemise à cause de la dissymétrie d'alimentation de la zone SPC et des transports locaux transitoires de lubrifiant.

La couche variable de lubrifiant a été modélisée par une fonction sinusoïdale d'amplitude et longueur d'onde λ donnée. Cette couche repose soit sur une surface lisse soit sur les plateaux d'une surface texturée, les stries étant complètement remplies d'huile. Ainsi, seul le lubrifiant situé sur les plateaux d'une surface texturée est pris en compte. Les passages successifs de la couche sinusoïdale dans le contact vont avoir tendance à étaler l'huile. Un paramètre d'efficacité de redistribution ER est défini, il traduit la quantité d'huile qui a été transporté de la zone fortement alimentée dans la zone sévèrement sous-alimentée. Quand $ER = 0$, il n'y a pas eu de transport d'huile. Quand $ER \approx 1$, la redistribution est complète, l'épaisseur de la couche de lubrifiant est globalement constante. Le nombre de passages nécessaires pour atteindre cet état est appelé N_{cr}.

Tout d'abord le problème a été abordé pour une surface lisse. L'étude paramétrique a permis d'établir une courbe de prédiction de ER lors du premier passage dans le contact. Une deuxième courbe unique a été déterminée pour les passages successifs dans le contact. Elle permet de calculer l'état de la redistribution (soit la valeur de ER) pour toutes conditions de fonctionnement et surtout toutes longueurs d'onde de la couche de lubrifiant. Elle met notamment en évidence que N_{cr} est fonction de λ^2. L'étude montrant que pour des longueurs d'onde de l'ordre du millimètre, N_{cr} peut déjà atteindre plusieurs milliers de passages, dans le cas d'une alimentation complètement dissymétrique sur une chemise de moteur ($\lambda = 25cm$), ce chiffre peut atteindre plusieurs centaines de milliers de passages. Il est donc essentiel d'avoir des surfaces qui permettent d'accélérer la redistribution.

La deuxième partie a montré les gains apportés par les surfaces texturés avec des motifs en stries continues croisées et des stries discontinues. Les exemples traités ont permis d'obtenir des gains de l'ordre d'un facteur 10 sur le nombre de passages nécessaires pour la redistribution complète. Au niveau géométrie des motifs, il a été montré qu'il faut réduire l'angle de striation pour accélérer la redistribution. Des stries plus fines et plus rapprochées sont également les plus profitables. Pour la texturation discontinue, il faut qu'il y ait un recouvrement des stries d'une ligne à l'autre et que les stries soient les plus longues possibles. Ce type de texturation serait la plus efficace si deux lignes successives peuvent être englobées dans le champ en pression.

La redistribution de lubrifiant permet d'éviter d'avoir des zones avec très peu, voir pas du tout de lubrifiant. A cause de la déformation du segment, non modélisée ici, des zones de contact sec peuvent exister, entraînant localement usure et pertes par frottement important. La texturation des surfaces est bénéfique pour réduire ces risques et donc profitable, même si la texturation réduit

légèrement la hauteur du film générée dans les zones fortement alimentées.

Il faut finalement signaler que deux phénomènes physiques n'ont pas été pris en compte : l'effet de capillarité au niveau des ménisques et le transport de lubrifiant par les gorges des segments et par la rotation des segments. Ces phénomènes réduisent le temps de redistribution réel, les rendants plus acceptables encore pour la tenue des pièces.

Bilan, Discussion et Perspectives

Bilan et Discussion

Le système segment piston chemise (SPC) est au coeur de deux problématiques essentielles pour les moteurs à combustion interne. Il génère environ le tiers des pertes par frottement du moteur, ce qui influence directement la consommation en carburant. Il est l'interface entre la chambre de combustion et le carter où se trouve le lubrifiant, il régule ainsi l'essentiel de la consommation d'huile. Cette huile, et plus particulièrement ses additifs brûlés en chambre de combustion sont nuisibles pour la tenue des systèmes de post traitement des gaz d'échappement. La finition de la surface des chemises influe sur ces deux phénomènes, en déterminant le volume d'huile retenu dans les stries et sur la formation du film d'huile et les contacts entre aspérités des surfaces.

Le procédé d'usinage traditionnel des chemises, le pierrage, crée une striation naturelle, de nature aléatoire, de faible profondeur (1-3 μm), formée de strie croisées. Il apparaît que ces stries sont nécessaires à la tenue du système SPC. Une des explications avancées est son rôle dans les transports latéraux de lubrifiant. Aujourd'hui, il existe de nouvelles techniques de finition de surfaces, telles que le gravage laser ou le moletage. Elles permettent d'obtenir des stries de microgéométrie contrôlée et déterminée ainsi quee des plateaux de faible rugosité entre ces stries. Ceci permet d'optimiser la microgéométrie pour le compromis consommation d'huile/génération du frottement.

L'étude bibliographique du système SPC a montré que cet ensemble était sujet à une dynamique complexe, due aux flux des gaz entre les segments, au mouvement d'ensemble du piston et à l'inertie des pièces. L'alimentation en huile de l'ensemble SPC n'est pas contrôlé (barbotage du vilebrequin) et est hétérogène sur la circonférence de la chemise. Généralement, la quantité d'huile au niveau des premiers segments est faible.

Deux phénomènes sont donc particulièrement importants : la sous-alimentation en lubrifiant et la redistribution de l'huile sur la chemise. La sous-alimentation variable "extrême" est une distribution complètement asymétrique de la couche de l'huile : une moitié de la chemise est sèche, l'autre alimentée par une quantité importante d'huile. Ceci est théoriquement possible du fait du mouvement du vilebrequin et des projections directionnelles qui y sont associées. Dans ce cas, il y a un fort frottement et une forte usure d'un coté de la chemise et peu de frottement et pas d'usure de l'autre.

Le modèle du contact segment chemise texturé doit donc prendre en compte la sous-alimentation en lubrifiant. Pour se concentrer sur l'influence de différentes texturations, l'étude est menée dans des conditions de fonctionnement stationnaires en terme de chargement, de viscosité de l'huile et de vitesse. La géométrie est simplifiée en un contact entre une parabole et une surface plane, infiniment longue dans le sens perpendiculaire au déplacement. Les motifs de texturation sont constitués de stries continues croisées, de traits et de coupelles séparés par des plateaux rugueux. Pour limiter la taille du

domaine de calcul, des conditions aux limites périodiques sont appliquées sur les bords du domaine constitué par un motif élémentaire de la texturation. Pour modéliser l'écoulement, les hypothèses de Reynolds sont retenues. Le problème est constitué de l'équation de Reynolds sous-alimentée en roulement pur, de l'équation d'équilibre de la charge et de l'équation de la géométrie. Les raisons du choix des conditions de roulement pur sont la non unicité et la non convergence de la solution en glissement.

Ce modèle de l'écoulement permet d'obtenir l'épaisseur du lubrifiant dans le contact. La résolution se fait au moyen de méthodes multigrilles. Une nouvelle méthode de transfert du terme H^3 de l'équation de Reynolds a été utilisée pour résoudre le problème de la convergence dans les stries profondes. Le frottement est calculé en appliquant des conditions cinématiques de glissement pur. Pour les interactions entre les aspérités des plateaux, le modèle de Greenwood Williamson est utilisé.

La première partie du travail est faite avec des conditions de sous-alimentation homogènes. Les simulations transitoires des passages des texturations dans le contact montrent que les stries perturbent le champ de pression et le profil de lubrifiant. La pression est faible dans les stries, du fait de la grande épaisseur d'huile. Deux types de striations peuvent être définies : les striations débouchantes, qui traversent le champ de pression, et les striations "poche de lubrifiant". Les striations débouchantes sont caractérisées par une très faible pression dans les stries, mais néanmoins suffisante pour générer un flux qui a tendance à aspirer l'huile en dehors de la zone en pression. Les "poches de lubrifiant" ne créent pas de flux mais induisent quand même une perte de portance et une diminution de l'épaisseur de film d'huile.

La comparaison entre surface non-texturée et texturée peut être faite à débit ou à épaisseur d'huile sur les plateaux identique. Les simulations montrent qu'à débit constant, les stries ne créent pas de portance supplémentaire : au mieux, l'épaisseur du film sur les plateaux sera celle d'un contact lisse alimenté uniquement par l'huile présente sur ces plateaux. A épaisseur de film d'huile sur les plateaux identique constante, l'épaisseur de film est toujours réduite. La réduction dépend de la géométrie des stries, des conditions de fonctionnement et est plus importante pour les stries continues croisées. L'expulsion du lubrifiant dans les stries accentue en effet la réduction.

Des courbes de prédiction de la réduction de l'épaisseur sont établies pour les stries croisées et le motif stries discontinues (traits). Les conditions de validité sont précisées dans le corps du texte. Grâce à ces courbes, il est possible de prévoir la réduction de l'épaisseur moyenne de film qu'introduira la striation, en quelques millisecondes au lieu de quelques heures pour une simulation complète. Une réduction du film augmente le risque des contacts entre aspérités sur les plateaux. Il n'a pas été possible d'établir des courbes de prédiction de l'évolution du coefficient de frottement. Il a néanmoins été montré qu'à iso densité de striation, le coefficient de frottement est réduit si l'on diminue la largeur de strie (pour la striation traits), ou si l'on réduit l'angle de striation (pour les stries continues croisées). Les écarts peuvent dépasser les 10%. Ceci permet de donner des premières règles de conception de surfaces texturées.

La deuxième partie de l'étude analyse la réalimentation en lubrifiant. La couche de lubrifiant variable est modélisée par une fonction sinusoïdale. La longueur d'onde maximale est le périmètre de la chemise, ce qui correspond au cas "extrême" décrit ci-dessous. Un paramètre d'efficacité de redistribution est défini, il représente le volume d'huile transféré de la zone fortement alimentée à la zone faiblement alimentée après N passages du contact. Pour avoir une base de comparaison, le cas du contact lisse est examiné en détail. Un modèle de prédiction de l'efficacité de redistribution est

établit, il est fonction des propriétés du profil d'huile (longueur d'onde et amplitude), du nombre de passages et des conditions de fonctionnement.

L'introduction de striation réduit considérablement le nombre de passages nécessaires pour la redistribution du lubrifiant. Le facteur est de 10, ce qui, dans l'exemple montré, réduit le temps de réalimentation de 8 minutes à moins de 30 secondes. Au niveau géométrie des striations, il est préférable d'avoir des stries proches et fines et de réduire l'angle de striation. Ce sont les mêmes conclusions que pour le coefficient de frottement.

Pour réduire efficacement les pertes par frottement du moteur, il est nécessaire de limiter les contacts interaspérités des surfaces, donc de produire une surface de chemise la plus lisse possible. La striation permet d'avoir des poches de lubrifiant, donc des réservoirs à additifs, et de redistribuer l'huile sur la chemise. Ce processus permet d'éviter des défaillances du système par gommage ou usure locale. Le modèle a montré les géométries favorables à la redistribution (stries croisées et stries discontinues longues) et donné les influences des principaux paramètres géométriques sur le coefficient de frottement une fois la couche de lubrifiant uniformisée. Ceci permet d'avoir des règles de conception de surfaces texturées.

Enfin, au niveau de la consommation d'huile, la striation induit deux effets négatifs. Les stries discontinues croisées, si elles sont trop proches, augmentent le raclage en poussant du lubrifiant devant le segment. Toute striation est un réservoir de lubrifiant, donc il faut ainsi limiter la densité de striation. Par contre, l'effet redistributif permet d'éviter du raclage localisé. La combinaison de ces effets doit faire l'objet d'une étude future.

Perspectives

Le travail actuel a posé les modèles de base des effets de la striation sur un contact linéique. Il est maintenant nécessaire d'entreprendre un travail expérimental pour vérifier ces modèles. Il devrait s'articuler autour de trois parties :

- un dispositif analytique, du type Cameron-Plint à grand débattement. Celui-ci devra reproduire les vitesses atteintes dans un contact segment-chemise. Il permettrait de vérifier les courbes de prédiction de l'épaisseur de film et les influences des géométries sur l'épaisseur de film d'huile et le frottement. La partie la plus difficile à maîtriser est la sous-alimentation.
- des essais sur banc moteur allumé de géométries choisies. Le moteur allumé est le seul qui peut reproduire la sous-alimentation variable en lubrifiant et les effets thermiques du moteur
- des essais d'endurance, avec des plateaux très lisses et de la striation pour la réalimentation en huile. Il permet de vérifier la tenue des surfaces dans le temps.

Ces essais sont indispensables pur compléter la compréhension des phénomènes induits par la striation des surfaces.

Le modèle actuel peut être utilisé pour tester d'autres motifs de géométries. Il serait notamment intéressant d'étudier l'influence de coupelles, petites et proches, sur la redistribution d'huile. Des calculs complémentaires sont également nécessaires pour mieux comprendre l'influence des striations sur le frottement total (sec et visqueux) dans le contact.

Au niveau modélisation, le travail peut s'articuler autour de plusieurs axes. Tout d'abord,

l'effet de différents types de segments peut être pris en compte. Et ce plus particulièrement pour les segments spéciaux, à plusieurs portées.

Enfin il serait intéressant de construire un modèle de Stokes complet prenant en compte le glissement. Il serait utile de comparer, sur quelques cas, les résultats avec le modèle actuel en roulement pur et le modèle complet en glissement.

Annexe A : Cinématique du Mouvement de l'Ensemble SPC

Le piston et le vilebrequin forment un système bielle manivelle, comme représenté sur la figure 5.19.

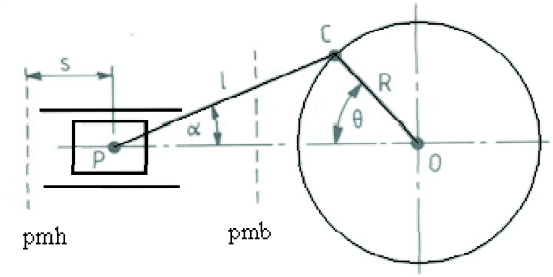


Fig. 5.19: *Schéma cinématique de l'ensemble bielle-vilebrequin*

Dans une analyse de la lubrification de la segmentation, il est nécessaire de déterminer la vitesse du piston et l'accélération, en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. En posant que l'origine du repère est au point mort haut (pmh), la position du centre du piston s'écrit :

$$s \approx R\left(1 - \cos\theta + \frac{1}{2}\frac{R}{l}\sin^2\theta\right) \tag{5.18}$$

La vitesse du piston est donnée par :

$$U \approx R\Omega\left(\sin\theta + \frac{1}{2}\frac{R}{l}\sin 2\theta\right) \tag{5.19}$$

où Ω est la vitesse de rotation du vilebrequin.
Enfin, l'accélération du piston est donnée par :

$$A \approx R\Omega^2\left(\cos\theta + \frac{R}{l}\cos 2\theta\right) \tag{5.20}$$

Toutes ces expressions ont étés obtenues avec un développement de Taylor du $2^{\text{ème}}$ ordre. Le détail des calculs se trouve dans Taylor [TAY 93].

Annexe B : Ecoulement de Stokes et de Reynolds dans les stries profondes.

Problématique

L'étude de la lubrification d'une surface striée a été pour l'instant faite en se basant sur l'hypothèse des films minces et l'équation de Reynolds. Cependant cette hypothèse n'est à priori plus valable quand la profondeur des stries devient très supérieure (10 fois) à l'épaisseur du film d'huile hors des stries. Il faudrait utiliser les équations de Stokes qui décrivent complètement l'écoulement 3D du lubrifiant dans l'épaisseur du film. Cependant, ces calculs sont très longs et par conséquence une étude complète (problèmes transitoires tels que le passage de plusieurs stries dans le contact) n'est pas envisageable. L'objet de cette étude est de quantifier l'erreur induite par l'hypothèse de Reynolds par rapport aux équations de Stokes sur un cas stationnaire simple (géométrie imposée). La modélisation est faite sous Fluent v6.2 et permet d'appliquer strictement des conditions de glissement pur. Par contre le calcul avec l'hypothèse de Reynolds ne prend en compte que la vitesse moyenne des surfaces, le résultat est le même en roulement et glissement.

Géométrie

La géométrie modélisée sous Fluent est basée sur la géométrie réelle d'un segment et d'une chemise striée. Cependant pour rendre le problème stationnaire, on considère que la strie est immobile par rapport au centre du contact. La géométrie se compose de (voir figure 5.20) :

- surface 1 : un plan immobile $(0, x, y)$ avec une strie placée en son milieu $(x = 0)$
- surface 2 : un arc de parabole infiniment long centré en $x = 0$ de rayon de courbure R_x dont la surface se déplace à la vitesse u_2 dans le direction x.

Ces surfaces sont décrites par les fonctions suivantes :

- surface 1 :

$$z_1 = 0 \quad \text{pour} \quad \mathrm{x} \in [\mathrm{x_a}, -\mathrm{l}/2] \cup [\mathrm{l}/2, \mathrm{x_b}]$$
$$z_1 = prorain(x) \quad \text{pour} \quad \mathrm{x} \in [-\mathrm{l}/2, \mathrm{l}/2]$$

  où l est la largeur de la strie et $prorain$ la fonction décrivant le profil de la rainure.
- surface 2 :

$$z_2 = h_o + \frac{x^2}{2R_x}$$

  où h_o est la distance minimale entre le plan immobile 1 et la surface mobile 2.

La distance entre les surfaces 1 et 2 en $x = 0$ est $h(0) = h_o + g_{max}$ (μm) où g_{max} est la profondeur de la strie. Dans le sens y (perpendiculaire au déplacement), on considère que la géométrie est infiniment longue. Le problème est donc 2D linéique. Un schéma du contact est présenté figure 5.20.

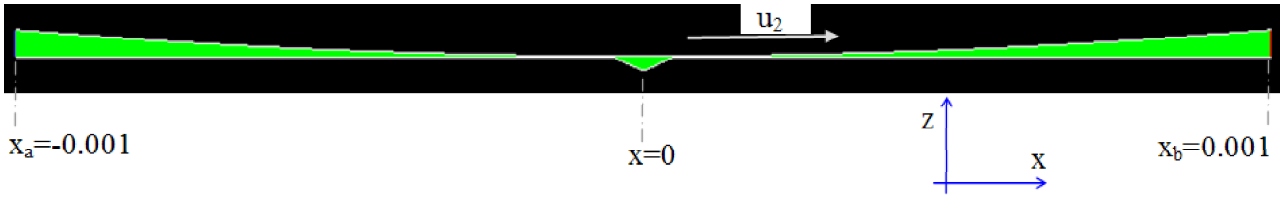


FIG. 5.20: *Schéma du contact avec une strie triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

Profil des rainures

Le profil de rainures triangulaire est défini par :

$$\text{pour} \quad x \in [-l/2, 0] \quad \text{prorain}(x) = \frac{-2p}{l} - g_{max}$$

$$\text{pour} \quad x \in [l, l/2] \quad \text{prorain}(x) = \frac{2p}{l} - g_{max}$$

Valeurs numériques

Les dimensions sont du contact sont :
- $x_a = -1.10^{-3} m$
- $x_b = 1.10^{-3} m$
- largeur de strie : $l = 10$à20μm
- Profondeur de strie : $g_{max} = 10$à100μm
- Viscosité du lubrifiant : $\eta = 10 mPa.s$
- $Rx = 0.01283m$ (voir annexe D)

Le calcul sous Fluent est fait avec les dimensions réelles.

Maillage, conditions aux limites et convergence

La géométrie est maillée de façon à obtenir un maillage fin dans la strie. En $x = 0$, la hauteur de la maille est de $1\mu m$. Dans le sens x, la maille fait de 1 à 2 μm de large (voir figure 5.21). L'étude étant une comparaison des résultats avec Stokes et Reynolds dans un cas simple, l'optimisation du maillage n'était pas nécessaire. Une bonne précision de la solution a été privilégiée dans le choix du maillage.

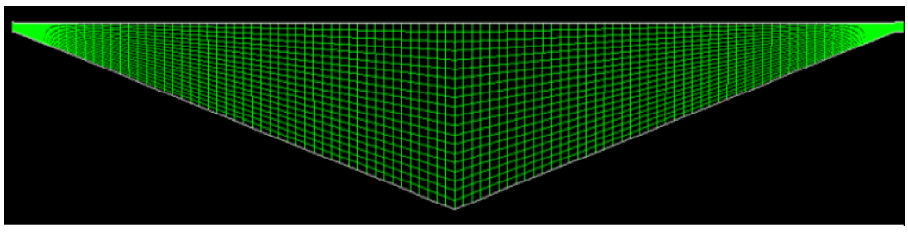


FIG. 5.21: *Zoom du maillage de la strie triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

Les conditions aux limites appliquées sont :
- pression : $g_{max} = 100000Pa$ en $x = x_a$ et $x = x_b$
- $u_1 = 0$, $u_2 = 10m.s^{-1}$, avec adhérence de l'huile aux parois.
- Aucune contrainte sur la pression, elle peut prendre des valeurs négatives. La solution obtenue est du type Sommerfeld.

On considère que le calcul est convergé lorsque le résidu sur le champ de vitesse et les flux est stable (entre 10^{-4} et 10^{-6}) et est divisé par un facteur 1000.

Résultats

La géométrie utilisée pour présenter les résultats est telle que $g_{max} = 20\mu m$ et $l = 100\mu m$.

Champ de pression

Les figures 5.22 et 5.23 présentent le champ de pression calculé avec Fluent (Stokes) sur la paroi 1 et 2 et la pression calculée avec l'équation de Reynolds et un code basé sur les différences finies. La deuxième figure est un zoom sur la strie.

La forme générale du champ de pression respecte l'hypothèse de Sommerfeld : la pression devient négative dans le divergent du segment. Dans la rainure, la pression devient quasiment constante. La valeur de la pression sur ces plateaux dépend de la position de la strie par rapport au centre du convergent principal (surface 2).

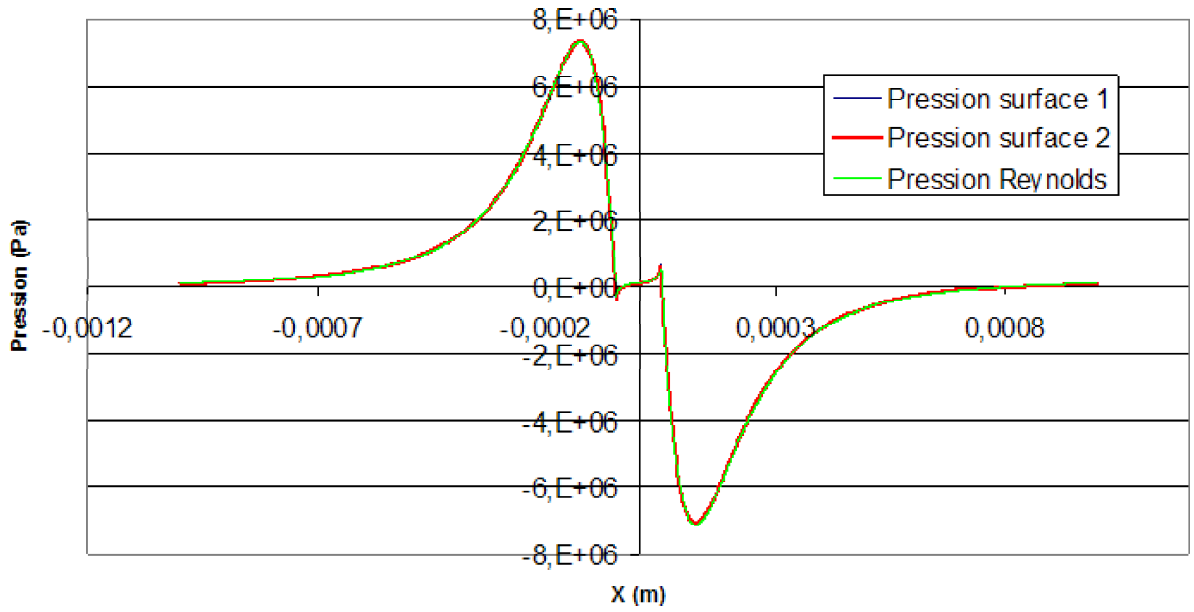


Fig. 5.22: *Champ de pression. Calculé avec Stokes sur surface 1 et 2 et calculé avec Reynolds. Profil triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

Les différences entre les trois champs de pression sont minimes : voir tableau 5.6. Elles ne dépassent le 1% aux points considérés et ne sont que plus importantes qu'au voisinage de la bordure de la strie. La forme du champ de pression et la pente du champ de pression dans le strie est la même.

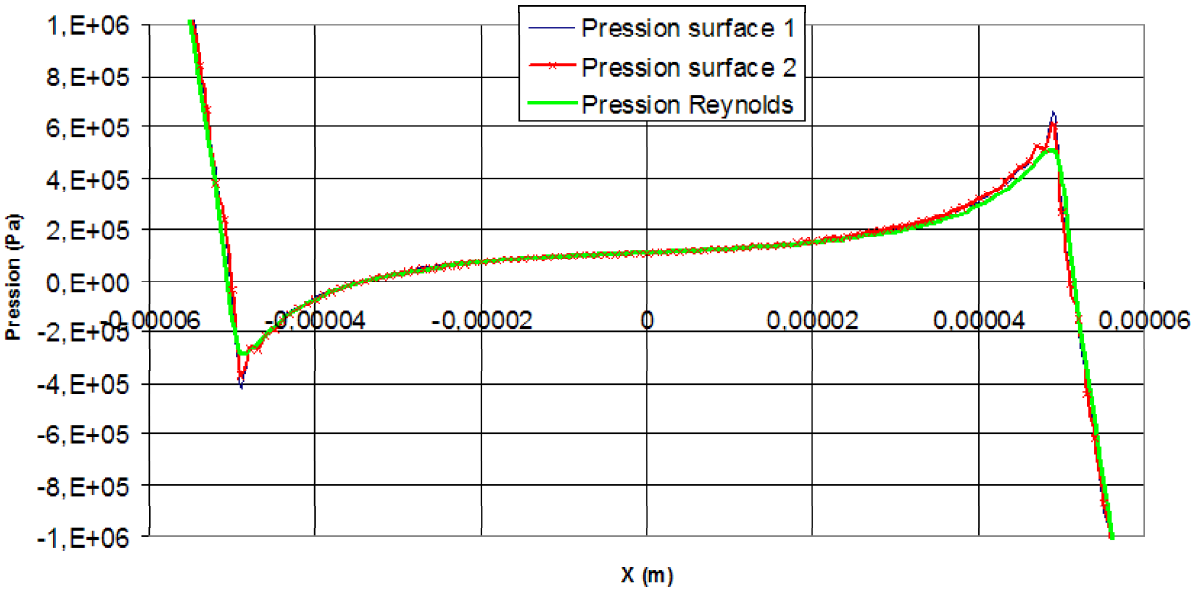


FIG. 5.23: *Détail du champ de pression dans la strie. Profil triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

	Surface2 / Surface 1	**Reynolds / Surface 1**
Pression maximale	0.2%	0.2%
$X = 0$	0.2%	1%
Pression minimale	0.2%	0.5%

TAB. 5.6: *Différence de pression entre la surface 1 et 2 d'une part et entre la solution de Reynolds et de Stokes sur la surface 1 d'autre part aux points de pression maximale, minimale et en* $x = 0$. *Profil triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

Les résultats sont similaires avec d'autres largeurs de strie. Le champ de pression calculé avec l'hypothèse de Reynolds constitue donc une très bonne approximation. L'hypothèse de Reynolds est justifiée pour le calcul du champ de pression et donc de l'épaisseur de lubrifiant dans le contact.

Champ de vitesse

Le calcul sous Fluent permet de déterminer le champ de vitesse du fluide dans le contact. Sur la figure 5.24 sont présentées les vitesses du fluide dans la zone de sortie de la strie triangulaire. Hors de la strie, l'accommodation des vitesses entre les surfaces se fait sur toute l'épaisseur du lubrifiant. Le profil des vitesses est de type parabole.

Par contre dans la strie, on constate que :

- l'accommodation des vitesses se fait dans les premiers 5μm sous la surface en déplacement. Dans cette zone, le profil est linéaire.
- En dessous de cette zone, la vitesse du fluide devient nulle puis négative. Une partie de l'huile est retenue par la paroi de la strie et un courant de recirculation du lubrifiant est créée dans la strie. La vitesse maximale du fluide dans la boucle retour est inférieure au quart de la vitesse de la surface en mouvement.

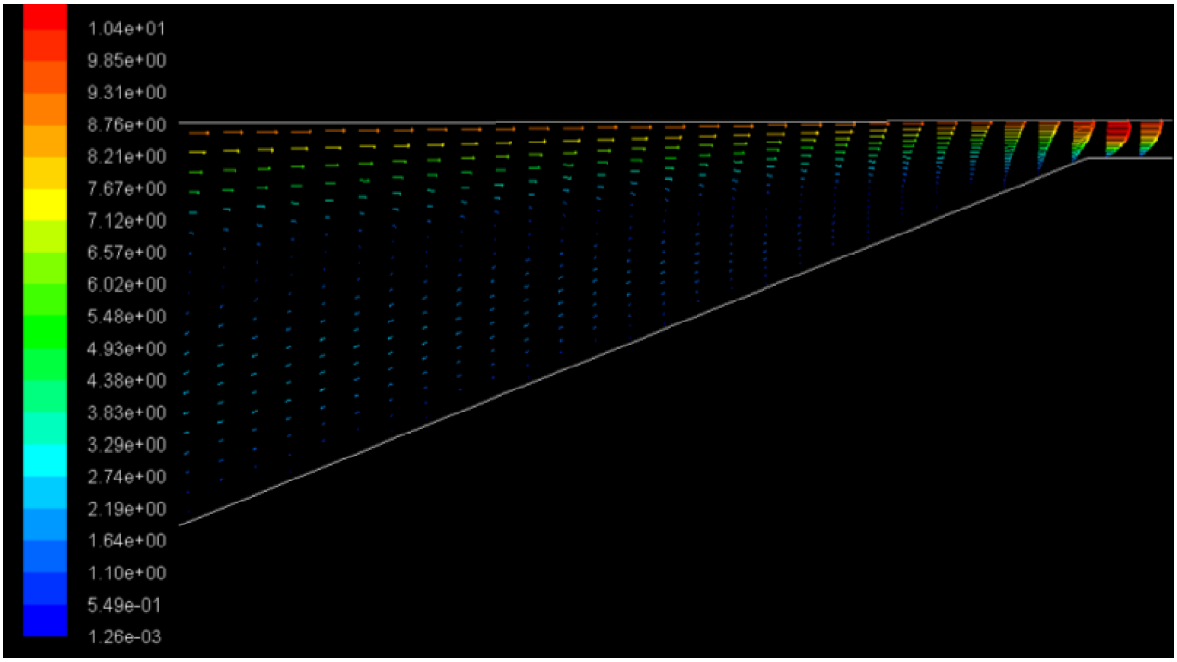


FIG. 5.24: *Champ des vitesses. Profil triangulaire.* $l = 100\mu m$, $g_{max} = 20\mu m$

Ce résultat montre donc que seule l'huile proche de la paroi en mouvement contribue à l'accommodation des vitesses. L'huile située en profondeur n'est pas utile au contact et des boucles de recirculation d'huile se forment. Si la strie est très profonde, l'huile y devient même immobile.

Conclusions

L'application de l'hypothèse de Reynolds pour le calcul du champ de pression dans les stries profondes est tout à fait justifiée. En effet, les résultats en terme de pression sont très proches (différence notée inférieure au 1%) en compaison avec un calcul avec les équations Stokes et avec l'équation de Reynolds. De plus, le calcul montre qu'il n'y a pas de variation de la pression dans l'épaisseur du film d'huile, ce qui vérifie une des hypothèses fondamentales de l'approximation de Reynolds.

Les profils de vitesse du lubrifiant montrent que seule l'huile proche de la paroi en mouvement (quelques microns d'épaisseur) sert à accommoder les vitesses. En dessous, une boucle de recirculation se forme dans la strie, avec des valeurs de vitesse de lubrifiant faibles. Si la strie devient très profonde ($50\mu m$, $100\mu m$) , l'huile au fond de la strie est complément immobile.

Dans la bibliographie, plusieurs auteurs ont également comparés les résultats entre Stokes et Reynolds. On peut citer Van Odyck *et al.* [ODY 03] et Tichy *et al.* [TIC 04]. Van Odyck a démontré que, pour une perturbation locale de la géométrie, la limite de validité de l'équation de Reynolds en terme de portance était pour un rapport entre amplitude et longueur d'onde de la perturbation de 0.2. Tichy affirme que l'équation de Reynolds est valable pour des rapports entre hauteur de film et largeur de contact inférieurs à 0.1. Or, pour les surfaces texturées utilisées, on est en légèrement en dessous de ces limites (0.05 à 0.1) et les résultats montrent donc que l'hypothèse de Reynolds est respectée.

Annexe C : Le roulement - glissement dans un contact sous-alimenté texturé

Problématique

Le paragraphe 2.1.4 a posé une hypothèse fondamentale du modèle développé : les conditions cinématiques pour le calcul de l'épaisseur de film sont des conditions de roulement pur. Elle a du être utilisée à cause de l'inadéquation entre l'équation de Reynolds modifiée par Elrod pour la sous-alimentation ([ELR 74, ELR 81]) en roulement - glissement. Cette annexe a pour but d'expliquer les problèmes de modélisation de l'alimentation en huile d'une surface texturée par la formulation d'Elrod. Il montre les problèmes d'unicité de la solution avec une formulation dérivée de celle d'Elrod pour les contacts texturés sous-alimentés en roulement - glissement.

Alimentation en lubrifiant du contact texturé sous-alimenté

Le contact sous-alimenté est caractérisé par une entrée du contact remplie partiellement de lubrifiant. L'huile se repartit sur les deux surfaces en contact. Le film complet ne se forme qu'au niveau du ménisque. A la sortie du contact, le film complet est rompu. La zone de contact peut donc être divisé en (voir figure 5.25) :

- une zone A où le film d'huile est incomplet. Le lubrifiant est entraîné par la ou les surfaces.
- une zone B où le film d'huile est complet. Cette configuration est identique à celle du contact suralimenté.
- une zone C, zone de cavitation, où le film est de nouveau incomplet. Cette zone a les mêmes propriétés que la zone A.

La formulation d'Elrod a introduit le taux de remplissage θ, rapport entre hauteur de film d'huile et séparation des surfaces. Il a dérivé l'équation de Reynolds sous-alimentée :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right)=u_m\frac{\partial \theta h}{\partial x}+\frac{\partial \theta h}{\partial t} \tag{5.21}$$

où p est la pression dans le contact, h la séparation des surfaces et u_m la vitesse moyenne des surfaces. Elle doit être complétée par sa condition de complémentarité :

$$\begin{aligned} &p(x,y,t)(1-\theta(x,y,t))=0, \quad \text{avec} \\ &p(x,y,t)\geq 0 \quad \text{et} \quad 0<\theta(x,y,t)\leq 1 \end{aligned} \tag{5.22}$$

Cette formulation est commune aux zones en pression et les zones cavitées et permet la détermination automatique du ménisque et de la frontière de cavitation. Elle respecte la condition de cavitation

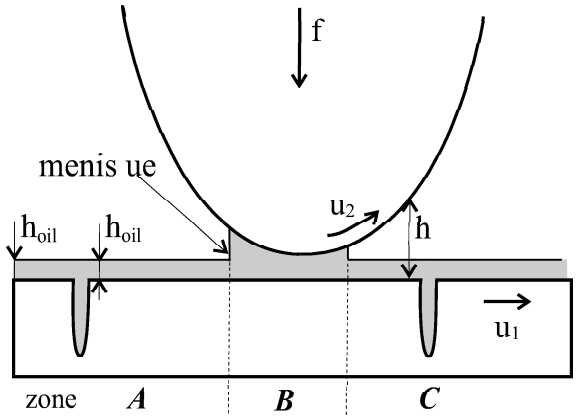


Fig. 5.25: *Coupe schématique dans le plan (0,x,z) de la distribution de lubrifiant*

suivante :

$$p = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \tag{5.23}$$

où n est la direction perpendiculaire au sens du déplacement. Cependant, la formulation d'Elrod ne différencie pas le lubrifiant apporté et évacué par les deux surfaces. Ceci ne pose pas de problème si les conditions de roulement pur sont appliquées : les vitesses des surfaces étant les mêmes, le lubrifiant peut se trouver indifféremment sur les deux surfaces. De plus à la sortie du contact, θ est constant, la rupture du film se fait sans discontinuité de l'épaisseur de lubrifiant. L'application de la condition $\partial p/\partial n = 0$ est légitime.

Par contre, si le contact n'opère pas dans des conditions de roulement pur, et si une surface est texturée, modifiant de façon transitoire l'apport de lubrifiant par une des surfaces, la formulation d'Elrod n'est plus valable. En effet, le contact segment chemise a été modélisé par un segment de la forme d'une parabole et une surface plane texturée représentant la chemise. Une surface texturée est composée, par définition, de stries séparées par un plateau. Cette surface va donc entraîner :

- l'huile contenue dans ses stries. Cette quantité est variable dans le temps.
- l'huile située sur les plateaux et les stries remplies d'huile, d'épaisseur généralement supposée constante.

Par hypothèse et pour simplifier le problème, le segment est supposé sec. Comme il est normalement immobile, il ne peut ni apporter du lubrifiant au contact ni en évacuer. La surface mobile va apporter une quantité de lubrifiant égale à $u_1 h_{oil}(x_a, y, t)$, où h_{oil} est l'épaisseur de la couche d'huile, x_a l'abscisse de l'entrée du contact et u_1 la vitesse de la surface. Elle va évacuer le lubrifiant de la zone en pression à la vitesse $u_1 h_{oil}(x_b, y, t)$ où x_b est l'abscisse de la sortie du contact. En moyenne en régime stationnaire, on a :

$$u_1 h_{oil}(x_a, y, t) = u_1 h_{oil}(x_b, y, t) \tag{5.24}$$

La vitesse qui régit les transport d'huile dans les zones de film partiel est donc u_1. Or dans la zone en pression, c'est la vitesse moyenne des surface u_m, avec $u_m = u_1/2$ dans le cas du contact segment chemise. Il y a donc un problème de discontinuité du film d'huile à l'entrée et à la sortie du contact.

La formulation d'Elrod doit donc être modifiée pour différencier les flux dans la zone en

pression et les zones de film partiel. Ainsi, dans les zones A et C, la conservation du flux s'écrit :

$$u_1 \frac{\partial \rho h_{oil}}{\partial x} + \frac{\partial \rho h_{oil}}{\partial t} = 0. \tag{5.25}$$

où h_{oil} est l'épaisseur de la couche de lubrifiant sur la chemise. Le taux de remplissage θ est toujours défini par :

$$\theta = \frac{h_{oil}}{h}, \tag{5.26}$$

où h est la distance entre les surfaces. Dans la zone en pression, l'équation classique de Reynolds suralimentée assure la conservation du flux. Elle s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right) = u_m \frac{\partial \rho h}{\partial x} + \frac{\partial \rho \mathrm{h}}{\partial \mathrm{t}}. \tag{5.27}$$

Le passage de l'équation 5.25 à l'équation 5.27 est déterminé par les équations de continuité du flux massique entre les zones sous- et suralimentées. Ce sont :

- *Entre la zone A et B* :

$$-h^3\frac{\partial p}{\partial x} - h^3\frac{\partial p}{\partial y} + u_m h\left(1 - \frac{u_1}{u_m}\theta_c\right) + \frac{\partial \theta h}{\partial t} = 0$$

- *Entre la zone B et C* :

$$h^3\frac{\partial p}{\partial x} + h^3\frac{\partial p}{\partial y} - u_m h\left(1 - \frac{u_1}{u_m}\theta_c\right) + \frac{\partial \theta h}{\partial t} = 0, \tag{5.28}$$

où θ_c est la valeur de θ où point le plus proche du ménisque de la zone A ou C.
Enfin, la condition limite suivante (condition de cavitation) est appliquée à la frontière entre la zone B et C :

$$p = 0. \tag{5.29}$$

En référence à la formulation d'Elrod, ces équations peuvent être regroupées en une unique équation et des conditions complémentaires. Pour cela, il faut introduire le paramètre de roulement glissement k :

$$\begin{aligned} \text{Dans les zones A et C} \ &: \ k = \frac{u_1}{u_m} \\ \text{Dans les zones B} \quad &: \ k = 1 \end{aligned} \tag{5.30}$$

Par hypothèse, le lubrifiant n'est transporté que par la surface allant à la vitesse u_1. L'équation modifiée s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right) = k u_m \frac{\partial \theta h}{\partial x} + \frac{\partial \theta h}{\partial t} \tag{5.31}$$

Les conditions complémentaires sont :

$$\begin{gathered} \text{si} \ \ \theta < 1 \ \ k = \frac{u_1}{u_m} \\ \text{si} \ \ \theta = 1 \ \ k = 1 \\ p(x,y,t)(1-\theta(x,y,t)) = 0, \quad \text{avec} \ \ p(x,y,t) \geq 0 \ \ \text{et} \ \ 0 < \theta(x,y,t) \leq 1 \end{gathered} \tag{5.32}$$

Cette formulation est valable dans toutes les conditions de roulement glissement.

L'équation développée par Elrod et modifiée ici ne tient pas compte d'un effet transitoire : la variation de la position du ménisque et donc du volume d'huile qui en résulte. Si on appelle v le volume d'huile, ce terme est $\partial v/\partial t$. L'ajout de ce terme pourrait introduire de l'amortissement et aider à la convergence en transitoire (voir dans la partie suivante).

Résolution du problème du contact sous-alimenté en roulement glissement

La résolution de l'équation modifiée 5.31 avec ses conditions complémentaires 5.32 est possible avec pratiquement le même algorithme que pour l'équation de Reynolds sous-alimentée d'Elrod. Cependant, un problème apparaît rapidement : il n'y a pas unicité de la solution. La solution dépend de la condition initiale appliquée.

La figure 5.26 montre une coupe du champ de pression et de l'épaisseur de film d'huile suivant $Y = 0$ pour un contact sous-alimenté lisse en glissement pur résolu avec un algorithme FMG (voir chapitre 3). L'épaisseur d'huile à l'entrée du contact sur la surface 1 est $H_{oila} = 1$ et la force appliquée $F_l = 0.0905$. La solution est obtenue avec une grille grosse de 33 points et une grille fine de 512 points. Il y a donc 5 niveaux dans l'algorithme FMG. Pour obtenir les trois solutions différentes, l'algorithme FMG commence dès le niveau 1 (n=1, grille grosse), ou est troqué à partir du niveau 3 (n=3) ou du niveau 5 (n=5). Ces différentes façons de commencer l'algorithme FMG équivaut à des condition initiales différentes, la solution servant de base sur le niveau 5 étant à chaque fois différente.

Les remarques suivantes peuvent être formulées :
- A chaque fois il y a deux ménisques, à l'entrée et à la sortie du contact.
- La position du ménisque dépendant du calcul, donc de l'initialisation de la solution. Cette position varie entre $X = 0$ et X tel que θ au premier point de la zone cavitée est $\theta = 0.5$. Elle correspond à celle du contact en roulement pur avec une épaisseur d'huile en entrée double ($H_{oila} = 2$), ce qui donne le même flux d'alimentation.
- Tout le reste de la solution et l'épaisseur de film dépend de la position des ménisques, les trois solutions sont donc complètement différentes.

Toutes ces solutions sont parfaitement convergées, avec des résidus inférieurs à 10^{-10}. L'équation de Reynolds modifiée accompagnée de ses conditions complémentaires ne garantit donc pas l'unicité de la solution.

Par contre, la résolution transitoire du contact entre surfaces texturées se heurte à un problème de convergence. Du fait de la non-unicité de la solution et des importants ménisques à l'entrée et à la sortie du contact, la solution ne converge pas mais oscille dès qu'une strie entre ou sort du contact. L'introduction du terme de variation du volume pourrait aider la convergence, mais ne résolverait pas le problème d'unicité.

Dans des conditions de glissement pur ($k = 2$), on peut imposer sur θ toute condition telle que : $\theta = cte$ avec $0.5 < cte < 1$. Plus généralement, en roulement glissement, elles sont telles que à la rupture du film $\theta = cte$ avec $1/k < \theta < 1$, k étant toujours supérieur à 1. Le ménisque à la sortie du contact prendra à chaque fois une position différente, modifiant ainsi la pression maximale et la position du ménisque d'entrée. En roulement pur, la condition unique possible, utilisée dans l'algorithme de résolution, est $\theta = 1$ à la rupture du film. Elle est "naturelle" car bien évidement il ne peut pas y avoir une épaisseur plus grande d'huile que la distance entre les surfaces.

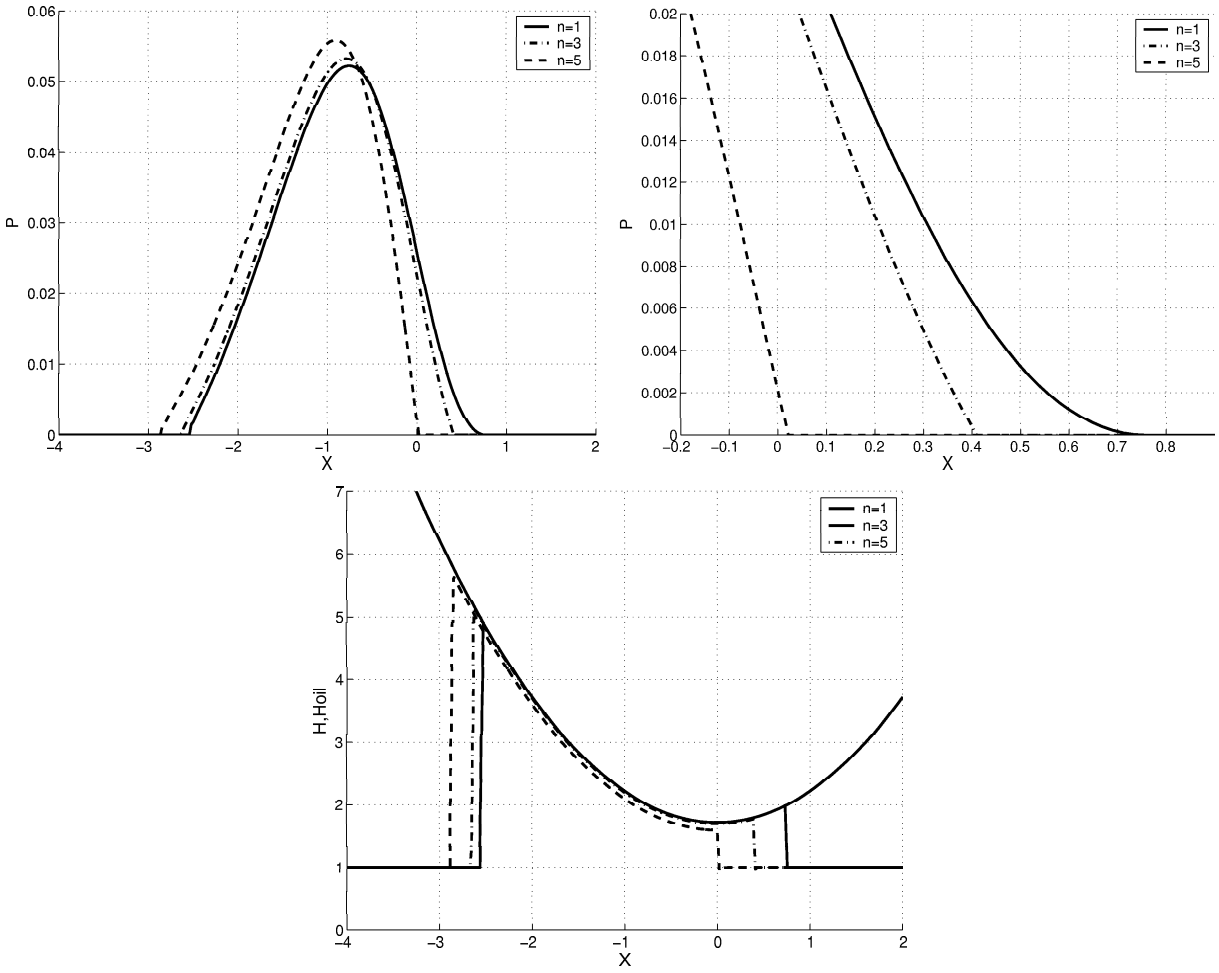


FIG. 5.26: *Champ de pression, zoom sur le champ de pression au niveau de la rupture du film et hauteur du film d'huile pour 3 niveaux d'initialisation de l'algorithme FMG différrents Résolution en glissement pur.* $H_{oila} = 1$, $F_l = 0.0905$

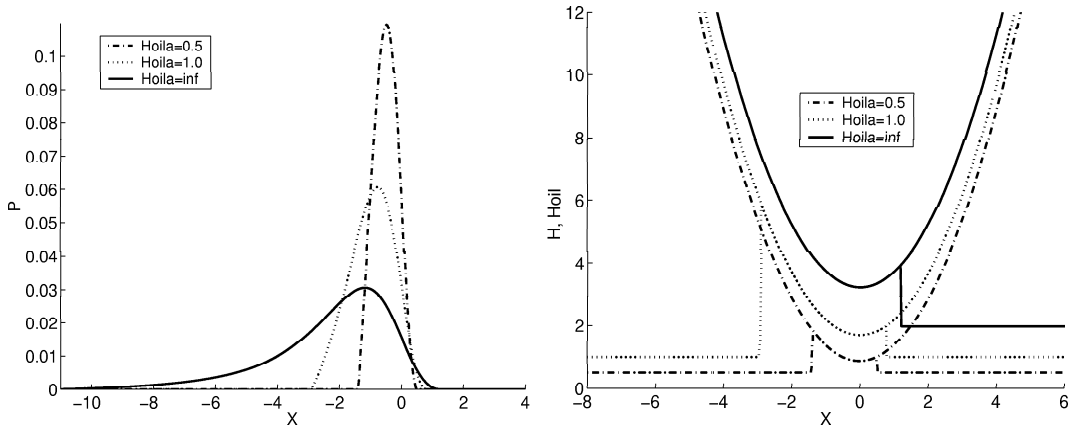


FIG. 5.27: *Champ de pression et hauteur de film d'huile obtenus en imposant* $\theta = 0.5$ *à la sortie du contact en glissement pur*

Pour des surfaces lisses en régime stationnaire en glissement pur, on pourrait appliquer la condition $\theta = 0.5$ à la rupture du film, ce qui équivaut à $\partial p/\partial x = 0$. Une telle solution présente deux discontinuités dans l'épaisseur : au niveau du ménisque d'entré et au niveau du ménisque de sortie du contact 5.27. Par contre, en régime transitoire avec des surfaces texturées, l'application de cette condition simple est impossible, du fait du volume des stries évacuant de façon non symétrique (entre les deux surfaces) le lubrifiant. Le recours aux équations 3D de Stokes est nécessaire pour prendre en compte la distribution différentielle de l'huile.

Conclusion

Dans cette annexe, il a été demontré que l'équation de Reynolds modifiée par Elrod pour l'écoulement sous-alimenté n'est valable qu'en cas de roulement pur. En roulement glissement, même en l'adaptant pour tenir compte de l'alimentation différentielle en huile par les deux surfaces, il n'y a pas d'unicité de la solution. Aucune condition complémentaire simple n'a été trouvée.

Pour résoudre le problème des surfaces texturées en régime sous-alimenté avec des temps de calcul acceptables, il a donc été décidé de rester dans des conditions de roulement pur pour la détermination de l'épaisseur de film dans le contact. Une formulation complète en glissement nécessite l'application des équations de Stokes, ce qui est pour l'instant inenvisageable avec des calculs transitoires longs nécessaires pour les surfaces texturées.

Annexe D : Données Numériques

Pour mener les études numériques du contact segment-chemise, il est nécessaire d'avoir une idée précise des paramètres d'entrée du modèle tels que la charge. Un moteur de type essence sert de base pour déterminer une force à appliquer au segment réaliste. Ses caractéristiques sont données tableau dans le tableau ci-dessous.

Variable	**Symbole**	**Valeur**
Longueur bielle	L	143 mm
Course (Diamètre du vilebrequin)	D_V	81.4 mm
Alésage (Diamètre segment)	D_{seg}	82.7 mm
Rayon de courbure du segment	R_x	12.83 mm
Epaaisseur du segment	e_{seg}	1.2 mm

Tab. 5.7: *Valeurs numériques utilisées dans les simulations*

Les conditions de fonctionnement sont présentées tableau 5.8. Elles correspondent au point où la vitesse du segment est maximale, c'est à dire à un régime hydrodynamique et aux pertes mécaniques maximales.

Variable	**Symbole**	**Valeur**
Vitesse de rotation		2000 tr/min
Vitesse moyenne maximale des surfaces	u_m	4.42 m/s
Température		120 °C
Viscosité dynamique de l'huile Total 5W30	η	0.006 Pa.s
Tare du segment	T_s	9.9 N
Pression chambre de combustion	P_c	1.08 bar

Tab. 5.8: *Conditions de fonctionnement retenues*

Ainsi la force linéique due à la tare du segment F_{lT} qui s'applique au contact est :

$$F_{lT} = T_s \frac{2}{D_{seg}} = 239.4\ N/m \tag{5.33}$$

La force linéique due à la pression en chambre de combustion F_{lP} est :

$$F_{lP} = e_{seg} P_c = 129.\ 4\ N/m \tag{5.34}$$

avec comme hypothèse un diamètre intérieur du segment égal au diamètre extérieur. La charge linéique totale appliquée au segment est :

$$F_l = F_{lT} + F_{lP} = 369\ N/m \tag{5.35}$$

Le paramètre d'adimensionnement s' de la force linéique est tel que :

$$F_l = \frac{f_l}{s'}, \quad avec \quad s' = \frac{12\eta u_{ref} R_x}{h_r} \tag{5.36}$$

Ceci donne une valeur de paramètre de force adimensionnée :

$$F_l = 0.0905 \tag{5.37}$$

Cette valeur est généralement utilisée dans les simulations. Des multiples simples complètent les études paramétriques. Une augmentation de F_l traduit une augmentation de la charge, ou une diminution de la vitesse, ou de la viscosité du lubrifiant.

Bibliographie

[ABE 03] Abeln T.
Laserstrukturierung - Verbesserung der tribologischen Eingenschaften von Oberfläschen. *VDI Berichte*, vol. 1810, 2003, p. 227–238.

[ANN 68] Anno J. N., Walowit J. A.
Microasperity lubrication. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 90, 1968, p. 351–355.

[ANN 69] Anno J. N., Walowit J. A., Allen C. M.
Load support and leakage from microasperity-lubricated face seals. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 91, 1969, p. 351–355.

[BAR 93] Barus C.
Correlation aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils. *Am. J. of Science*, vol. 45, 1893, p. 87–96.

[BAR 00] Barrell D. J. W., Priest M., C.M. C. M. T.
The Axial Motion of the Piston Ring in the Top Ring Groove of a Gasoline Engine. *Proceedings of the* 27^{th} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 39, 2000, p. 641–649.

[BAY 90] Bayada G., Chambat M., Alaoui M. E.
Variational formulation and finite elements algorithm for cavitation problems. *ASME Journal of Tribology*, vol. 112, 1990, p. 398–403.

[BOL 05] Bolander N. W., Steenwyk B. D., Sadeghi F., Gerber G. R.
Lubrication regime transitions at the piston ring-cylinder liner interface. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 219, 2005, p. 19–31.

[BRA 84] Brandt A.
MultiGrid Techniques : 1984 Guide with Application to Fluid Dynamics. GMD Bonn, St Agustin, 1984.

[BRE 79] Brewe D. E., Hamrock B. J., Taylor C. M.
Effect of geometry on hydrodynamic film thickness. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, 1979, p. 231–237.

[BRE 82] Brewe D. E., Hamrock B. J.
Analysis of starvation effects on hydrodynamic lubrication in nonconforming contacts. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 104, 1982, p. 410–417.

[BRI 03] Britzmer V., Kligerman Y., Haperin G.
A laser surface textured parallel thrust bearing. *STLE Tribology Transactions*, vol. 46, 2003, p. 397–403.

[BUS 75] Bush A. W., Gibson R. D.
The elastic contact of rough surface. *Wear*, vol. 35, 1975, p. 87–111.

[CAC 06] Caciu C. A.
Analyse et optimisation des surfaces de moteurs thermiques. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2006.

[CHA 87] Chang W. R., Etsion I., B B. D.
An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces. *ASME Journal of Tribology*, vol. 109, 1987, p. 257–263.

[CHA 06] Chapkov A. D.
Etude des contacts elastohydrodynamiques lubrifiés avec un fluide non-newtonien. Thèse de doctorat, Insa de Lyon, Villeurbanne, France, 2006.

[CHE 95] Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F., Dalmaz G.
Starved flim thickness : a qualitative explanation. *Proceedings of the* 21st *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 30, 1995, p. 249–257.

[CHE 96] Chevalier F.
Modélisation des conditions d'alimentation en lubrifiant dans les contacts elastohydrodynamiques ponctuels. Thèse de doctorat, Insa de Lyon, Villeurbanne, France, 1996.

[CHE 98] Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F., Dalmaz G.
Film thickness in starved EHL point contacts. *ASME Journal of Tribology*, vol. 120, 1998, p. 126–133.

[CIA 06] Ciavarella M., Murolo C., Demelio G.
On the elastic contact of rough surfaces : Numerical experiments and comparisons with recent theories. *Wear*, vol. 261, 2006, p. 1102–1113.

[DAL 73] Dalmaz G., Godet M.
Traction load and film thickness in lightly loaded lubricated point contacts. *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 15, 1973, p. 400–409.

[DAM 03] Damiens B.
Modélisation de la lubrification sous-alimentée dans les contacts elastohydrodynamiques elliptiques. Thèse de doctorat, Insa de Lyon, Villeurbanne, France, 2003.

[DAM 04] Damiens B., , Venner C. H., Cann P. M. E., Lubrecht A. A.
Starved lubrication of elliptical EHD contacts. *ASME Journal of Tribology*, vol. 126, 2004, p. 105–111.

[DOW 59] Dowson D., Higginson G. R.
A numerical solution to the elastohydrodynamic problem. *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 1, 1959, p. 6–15.

[DOW 66] Dowson D., Higginson G. R.
Elasto-Hydrodynamic Lubrication - The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication. Pergamon Press Oxford, 1966.

[DUM 02] Dumont M.-L., Lugt P. M., Tripp J. H.
Surface feature effects in starved circular EHL contacts. *ASME Journal of tribology*, vol. 124, 2002, p. 358–366.

[ELR 74] Elrod H. G., Adams M. L.
A computer program for cavitation and starvation problems. *Proceedings of the* 1st *Leeds Lyon Symposium on Tribology*, vol. 1, 1974, p. 37–41.

[ELR 81] Elrod H. G.
A cavitation and starvation algorithm. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 103, 1981, p. 350–354.

[ERT 39] Ertel A. M.
Hydrodynamic lubrication based on new principles (Russe). *Akad. Nauk. SSSR Prikadnaya Mathematica i mekanika*, vol. 3(2), 1939, p. 41–52.

[ETS 96] Etsion I., Burstein L.
A model for mechanical seals with regular microsurface structure. *STLE Tribology Transactions*, vol. 39, 1996, p. 677–683.

[ETS 99] Etsion I., Kligerman Y., Haperin G.
Analytical ad experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces. *STLE Tribology Transactions*, vol. 42, 1999, p. 511–516.

[ETS 02] Etsion I., Haperin G.
A laser surface textured hydrostatic mechanical seal. *STLE Tribology Transactions*, vol. 45, 2002, p. 430–434.

[ETS 05] Etsion I.
State of art in laser surface texturing. *ASME Journal of tribology*, vol. 127, 2005, p. 248–253.

[FLO 74] Floberg L.
Cavitation boundary conditions with regard to the number of streamers and tensile strength of the liquid. *Proceedings of the* 1^{st} *Leeds Lyon Symposium on Tribology*, vol. 1, 1974, p. 31–35.

[GAM 99] Gamble R. J., Priest M., Chittenden R. J., C.M. C. M. T.
Preliminary Study of the Influence of Piston Secondary Motion on Piston Ring Tribology. *Proceedings of the* 26^{th} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 38, 1999, p. 679–691.

[GüM 16] Gümbel L.
Über geshmierte arbeitsräder. *Z. Ges. Turbinwiesen*, vol. 13, 1916, page 357.

[GOH 67] Gohar R., Cameron A.
The mapping of ehl contacts. *ASLE Transactions*, vol. 10, 1967, p. 215–225.

[GOL 04] Golloch R., Merker G. P., Kessen U., Brinkmann S.
Benefits of Laser-Structured Cylinder Liners for Internal Combustion Engines. *In proceedings of the* 14^{th} *International Colloquium Tribology, January 13-15, Esslingen*, , 2004, p. 321–328.

[GRE 66] Greenwood J. A., Williamson J.
Contact of nominally flat surfaces. *Proc. R. Soc. Series A*, vol. 295, 1966, p. 300–319.

[GRE 71] Greenwood J. A., Tripp J. H.
The elastic contact of rough spheres. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 1, 1971, p. 1–7.

[GRE 06] Greenwood J. A.
A simplified elliptic model of rough surface contact. *Wear*, vol. 261, 2006, p. 191–200.

[GRE 71] Greenwood J. A., Tripp J. H.
The contact of two nominally flat rough surfaces. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol. 185, 1970/71, p. 625–633.

[GRU 49] Grubin A. N., Vinagradova I. E.
Investigation of the contact of machine components (Russe). *Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, Moscou : Kh. F. Ketova*, vol. 30, 1949, p. 115–166.

[HAM 76] Hamrock B. J., Dowson D.
Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. Part I : Theoretical formulation. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 98, 1976, p. 223–229.

[HAM 77a] Hamrock B. J., Dowson D.
Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. Part III : Fully flooded results. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 99, 1977, p. 264–276.

[HAM 77b] Hamrock B. J., Dowson D.
Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. Part IV : Starvation results. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 99, 1977, p. 15–23.

[HAR 01] Harp S. R., Salant R. F.
An average flow model of rough surface lubrication with interasperity cavitation. *ASME Journal of Tribology*, vol. 123, 2001, p. 134–143.

[HAR 02] Harp S. R., Salant R. F.
Inter-asperity cavitation and global cavitation in seals : an average flow analysis. *Tribology International*, vol. 35, 2002, p. 113-121.

[HER 81] Hertz H.
Über die behrührung fester elasticher körper. *J. reine and angew. Math.*, vol. 92, 1881, p. 156–171.

[HIL 95] Hill S. H., Kantola T. C., Brown J. R., Hamelink J. C.
An experimental study of the effect of cylinder bore finish on engine oil consumption. SAE Paper 950938, 1995.

[HIL 01] Hill S. H.
Cylinder bore finishes and their effect on consumption. SAE Paper 2001-01-3550, 2001.

[HOO 00] Hooke C. J., Venner C. H.
Surface roughness attenuation in line and point contacts. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 214, 2000, p. 439–444.

[HU 00] Hu Y.-Z., Zhu D.
A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts. *ASME Journal of Tribology*, vol. 122, 2000, p. 1–9.

[HU 01] Hu Y.-Z., Wang H., Wang W.-Z., Zhu D.
A computer model of mixed lubrication in point contacts. *Tribology International*, vol. 34, 2001, p. 65–73.

[JAC 02] Jacod B.
Friction in elastohydrodynamic lubrication. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, Pays-Bas, 2002.

[JEN 96] Jeng Y.-R.
Impact of plateaued surfaces on tribological performance. *STLE Tribology Transactions*, vol. 39, 1996, p. 354–361.

[JIA 99] Jiang X., Hua D. Y., Cheng H. S., Ai X., Lee S. C.
A mixed elastohydrodynamic lubrication model with asperity contact. *ASME Journal of Tribology*, vol. 121, 1999, p. 481–491.

[JOC 06] Jocsak J., Li Y., Tian T., Wong V. W.
Modeling and optimizing honing texture for reduced friction in internal combustion engines. SAE Paper 2006-01-0647, 2006.

[JOH 72] Johnson K. L., Greenwood J. A., Ponn S. Y.
A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication. *Wear*, vol. 19, 1972, p. 91–108.

[KLI 05] Kligerman Y., Etsion I., Shinkarenko A.
Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing. *ASME Journal of Tribology*, vol. 127, 2005, p. 632–638.

[LEE 90] Lee R.-T., Hamrock B. J.
A circular non-newtonian fluid model : Part I - Used in elastohydrodynamic lubrication. *ASME Journal of Tribology*, vol. 112, 1990, p. 486–495.

[LUB 86] Lubrecht A. A., Napel W. E. T., Bosma R.
Multigrid, an alternative method for calculating film thickness and pressure profiles in the ehl line contacts. *ASME Journal of Tribology*, vol. 108, 1986, p. 551–558.

[LUB 87a] Lubrecht A. A.
The numerical solution of elastohydrodynamically lubricated line- and point contact problem using multigid technics. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, Pays-Bas, 1987.

[LUB 87b] Lubrecht A. A., Napel W. E. T., Bosma R.
Multigrid, an alternative method for calculating film thickness and pressure profiles of 2d points contacts. *ASME Journal of Tribology*, vol. 109, 1987, p. 437–443.

[LUB 99] Lubrecht A. A., Venner C. H.
Elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 213, 1999, p. 397–404.

[LUB 02] Lubrecht A. A.
Lubrification EHD, quatrième *année INSA de Lyon, département GMD.* INSA de Lyon, Villeurbanne, France, 2002.

[MA 97a] Ma M.-T., Sherrington I., Smith E. H.
Analysis of lubrication and friciton for a complete piston-ring pack with an improved oil availability model. Part 1 : circumferentially uniform film. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 211, 1997, p. 1–15.

[MA 97b] Ma M.-T., Sherrington I., Smith E. H.
Analysis of lubrication and friciton for a complete piston-ring pack with an improved oil availability model. Part 2 : circumferentially variable film. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 211, 1997, p. 17–27.

[MAR 16] Martin H. M.
Lubrication of gear theeth. *Engineering Lubrication*, vol. 102, 1916, p. 119–121.

[MCC 86] McCool J. I.
Comparison of models for the contact of rough surfaces. *Wear*, vol. 107, 1986, p. 37–60.

[MCC 00] McCool J. I.
Extending the capability of the Greenwood Williamson microcontact model. *ASME Journal of Tribology*, vol. 122, 2000, p. 496–502.

[MES 01] Messé S.
Analyse transitoire de la lubrification et du frottement dans un système de distribution automobile. Thèse de doctorat, Insa de Lyon, Villeurbanne, France, 2001.

[MIC 95a] Michail S. K., Barber G. C.
The effects of roughness on piston ring lubrication. Part I : Model development. *STLE Tribology Transactions*, vol. 38, 1995, p. 19–26.

[MIC 95b] Michail S. K., Barber G. C.
The effects of roughness on piston ring lubrication. Part II : The relation between cylinder wall surface topography and oil film thickness. *STLE Tribology Transactions*, vol. 38, 1995, p. 173–177.

[MOE 92] Moes H.
Optimum similarity analysis with application to elastohydrodynamic lubrication. *Wear*, vol. 159, 1992, p. 57–66.

[NOU 05] Noutary M. P.
Correspondance personnelle avec Marie-Pierre Noutary. Thèse de doctorat, Insa de Lyon, Villeurbanne, France, 2005.

[ODY 03] van Odyck D. E. A., Venner C. H.
Stockes Flow in Thin Films. *ASME Journal of Tribology*, vol. 125, 2003, p. 121–134.

[PAT 78] Patir N., Cheng H. S.
An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 100, 1978, p. 12–17.

[PAT 79] Patir N., Cheng H. S.
Application of average flow method to lubrication between rough sliding surfaces. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, 1979, p. 220–230.

[PAY 92] Payvar P., Salant R. F.
A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal. *ASME Journal of Tribology*, vol. 114, 1992, p. 119–204.

[PET 83] Petrov N. P.
Friction in machine and effect of the lubricant (russe). *Inzh. Z.H., St Petersbourg*, vol. 1, 1883, p. 71–140.

[PET 03] Pettersson U., Jacobson S.
Influence of surface texture on oundary lubricated sliding contacts. *Tribology International*, vol. 36, 2003, p. 857–864.

[POP 05] Popovici G.
Effects of lubricant starvation on performance of elasto-hydrodynamically lubricated contacts. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, Pays-Bas, 2005.

[RAD 95] Radcliffe C. D., Dowson D.
Analysis of friction in a modern automotive piston ring pack. *Proceedings of the* 21^{st} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 30, 1995, p. 355–365.

[REY 86] Reynolds O.
On the theory of lubrication and its application to mr beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Phil. Trans. R. Soc. of London*, vol. 177, 1886, p. 157–234.

[ROE 66] Roelands C. J. R.
Isothermal, isopiestics and isometrics relative to viscosity. Thèse de doctorat, Technische Hogeschool Delft, 1966.

[ROH 80] Rohde S. M.
A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication. *Proceedings of the* 7^{th} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Westbury House, vol. 262, 1980, p. 355–365.

[RON 01] Ronen A., Etsion I., Kligerman Y.
Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components. *STLE Tribology Transactions*, vol. 44, 2001, p. 359–366.

[RYC 96] Rycroft J. E., Taylor R. I., Scales L. E.
Elastohydrodynamis Effects in Piston Ring Lubrication in Modern Gasoline and Diesel Engines. *Proceedings of the* 22^{nd} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 32, 1996, p. 49–54.

[RYK 02] Ryk G., Kligerman Y., Etsion I.
Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components. *STLE Tribology Transactions*, vol. 45, 2002, p. 444–449.

[RYK 06] Ryk G., Etsion I.
Testing piston rings with partial surface texturing for friction reduction. *Wear*, vol. 261, 2006, p. 792–796.

[STR 02] Stribeck R.
Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollerlager. *VDI-Zeitschrift*, vol. 46, 1902, p. 1341–1348, 1432–1438 and 1463–1470.

[TAY 93] Taylor C. M.
Engine Tribology. Elsevier, Tribology series, vol 26, 1993.

[TAY 95] Taylor R. I., Brown M. A., Thompson D. M.
Validation of a piston ring-pack lubrication model that includes realistic lubricant rheology. *Proceedings of the* 21^{st} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 30, 1995, p. 345–354.

[TAY 04] Taylor R. I., Evans P. G.
In-situ piston measurements. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 218, 2004, p. 185-200.

[TAY 05] Taylor R. I., Mainwarning R., Mortier R. M.
Engine lubricant trends since 1990. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 219, 2005, p. 331-346.

[THI 03a] Thirouard B., Tian T.
Oil transport in the piston Ring-Pack (part I) : Identification od characterization of the main oil transport routes and mechanisms. SAE Paper 2003-01-1952, 2003.

[THI 03b] Thirouard B., Tian T.
Oil transport in the piston Ring-Pack (part II) : Zone analysis and macro oil transport model. SAE Paper 2003-01-1953, 2003.

[TIA 96] Tian T., Wong V. W., Heywood J. B.
A piston ring-pack film thickness and friction model for multigrade oils and rough surfaces. SAE Paper 962032, 1996.

[TIA 00] Tian T.
Modeling the lubrication, dynamics, and effects of piston dynamic tilt of twin land oil control rings in internal combustion engines. *ASME Journal of Tribology*, vol. 122, 2000, p. 119-129.

[TIA 02a] Tian T.
Dynamics of piston rings and their practical impact. Part 1 : Ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 216, 2002, p. 209-227.

[TIA 02b] Tian T.
Dynamics of piston rings and their practical impact. Part 2 : Oil transport, friction, wear of ring/liner interface and the effects of piston and ring dynamicst. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 216, 2002, p. 209-227.

[TIC 04] Tichy J., Bou-Saïd B.
On the Transition from Reynolds to Stokes Roughness. *Proceedings of the* 30^{th} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 43, 2004, p. 235–242.

[TOM 05] Tomanik E.
Modelling of the asperity contact area on actual 3D surfaces. SAE Paper 2005-01-1864, 2005.

[TOW 83] Tower B.
First report on friction experiments (friction of lubricated bearings). *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, , 1883, p. 632–659.

[TRI 83] Tripp J. H.
Surface roughness effects in hydrodynamic lubrication : the flow factor method. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 105, 1983, p. 458–465.

[VEN 91] Venner C. H.
Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, Pays-Bas, 1991.

[VEN 00] Venner C. H., Lubrecht A. A.
MultiLevel Methods in Lubrication. Elsevier, Tribology series, vol 37, 2000.

[VEN 05] Venner C. H.
EHL film thickness computations at low speeds : risk of artificial trends as a result of poor accuracy and implications for mixed lubrication modelling. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J : J. Engineering Tribology*, vol. 219, 2005, p. 285–290.

[VIS 96] Visscher M., Dowson D., Taylor C. M.
Surface roughness modelling for piston ring lubrication : Solving the problems. *Proceedings of the* 22^{nd} *Leeds Lyon Symposium on Tribology,* Elsevier, Tribology Series, vol. 32, 1996, p. 527–537.

[WAN 01] Wang X., Kato K., Adachi K., Aizawa K.
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*, vol. 34, 2001, p. 703–711.

[WAN 03] Wang X., Kato K., Adachi K., Aizawa K.
Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. *Tribology International*, vol. 36, 2003, p. 189–197.

[WED 71] Wedeven L. D., Evans H. P., Cameron A.
Optical analysis of ball bearing starvation. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 93, 1971, p. 349–363.

[WIJ 00] Wijnant Y. H.
Contacts dynamics in the field of elastohydrodynamic lubrication. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, Pays-Bas, 2000.

[WOL 71] Wolveridge P. E., Baglin K. P., Archard J. F.
The starved lubrication of cylinders in line contact. *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 185, 1970/1971, p. 1159–1169.

[XU 96] Xu G., Sadeghi F.
Thermal EHL analysis of circular contacts with mesured surface roughness. *ASME Journal of Tribology*, vol. 118, 1996, p. 473–483.

[YAN 96a] Yang Q., Keith T. G. J.
Two-dimensional piston ring lubrication - Part I : Rigid ring and liner solution. *STLE Tribology Transactions*, vol. 39, 1996, p. 757–768.

[YAN 96b] Yang Q., Keith T. G. J.
Two-dimensional piston ring lubrication - Part II : Elastic ring consideration. *STLE Tribology Transactions*, vol. 39, 1996, p. 870–880.

[YAV 91] Yavneh I.
Multigrid Techniques for Incompressible Flows. Thèse de doctorat, The Weizmann Institute of Science, Rehovot, Israel, 1991.

[YIL 05] Yilmaz E.
Sources and characteristics of oil consumption in a spark-ignition engine. Thèse de doctorat, Massachusetts Institute of technology, Boston, Etats-Unis, 2005.

[ZAV 03] Zavarise G., Borri-Brunetto M., Paggi M.
On the reliability of microscopical contacts models. *Wear*, vol. 257, 2003, p. 229–245.

[ZHA 01] Zhao J., Sadeghi F.
Ananlysis of EHL circular contact start up : Part I - Mixed contact model with pressure and film thickness results. *ASME Journal of Tribology*, vol. 123, 2001, p. 67–74.

[ZHA 04] Zhao J., Sadeghi F.
The effects of a stationary surface pocket of EHL line contact start-up. *ASME Journal of tribology*, vol. 126, 2004, p. 672–680.

[ZHU 88] Zhu D., Cheng H. S.
Effect of surface roughness on the point contact EHL. *ASME Journal of Tribology*, vol. 110, 1988, p. 32–37.

[ZHU 97] Zhu D., Ai X.
Point contact EHL based on optically measured three-dimensional rough surfaces. *ASME Journal of Tribology*, vol. 119, 1997, p. 375–384.

FOLIO ADMINISTRATIF

THÈSE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON

NOM : Organisciak DATE de SOUTENANCE :26 Septembre 2007

Prénoms : Michel

TITRE : Optimisation de la microgéometrie des chemises de moteurs à combustion interne

NATURE : Doctorat Numéro d'ordre : 2007-ISAL-XXX

École doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique - Génie Civil

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis CLASSE :

RÉSUMÉ :

La microgéométrie de la surface de la chemise influence les pertes par frottement et la consommation d'huile d'un moteur. Traditionnellement, cette surface est usinée par pierrage, qui crée une rugosité aléatoire composée de stries continues croisées. Elles sont indispensables pour la fiabilité du moteur. Le gravage laser permet aujourd'hui de choisir et de contrôler la microgéométrie de la surface.
La lubrification de l'ensemble segment piston chemise (SPC) est influencée par la dynamique de la segmentation et l'alimentation aléatoire en huile. Le contact est hydrodynamique, avec une forte sous-alimentation et une distribution variable du lubrifiant sur la chemise. Ce dernier phénomène peut être responsable d'un frottement local important et d'usure. Il est limité, entre autres, par l'effet redistributeur de la microgéométrie de la chemise.
Les effets de la texturation (stries croisées, traits ou coupelles) sur l'épaisseur d'huile, le frottement et la redistribution du lubrifiant sont étudiés pour un seul segment dans des conditions de fonctionnement stationnaires. L'écoulement est modélisé avec l'équation de Reynolds sous-alimentée. Les simulations transitoires, possibles grâce à l'emploi de techniques multigrilles, permettent d'obtenir l'épaisseur du film, le débit et le frottement lorsque les stries traversent le contact.
L'étude comprend la sous-alimentation homogène et variable. Pour la premiere, les résultats montrent que toute striation réduit l'épaisseur moyenne du film. La réduction dépend de la géométrie des stries. Des courbes de prédiction sont établies pour les stries croisées et les traits. Les résultats en frottement sont fonction de la géométrie, avec notamment une réduction avec l'angle de striation. Pour la sous-alimentation variable une courbe de prédiction de la réalimentation dans le cas lisse et texturé est établie. Elle montre l'effet positif des striations sur la réalimentation des zones sèches.

MOTS-CLÉS : Texturation laser, lubrification hydrodynamique, contact segment-chemise

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides
UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon
20, avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse : Monsieur le Professeur A.A. Lubrecht

Président du jury : le président

Composition du jury : M. Priest B. Villechaise
C.H. Venner G.Bayada
G.Cavallaro A.A. Lubrecht