

THESE

présentée

DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

FORMATION DOCTORALE : MECANIQUE
ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (MEGA)

par

Marie-Laure DUMONT

Ingénieur I.N.S.A.L.

**ETUDE DES ENDOMMAGEMENTS DE SURFACE INDUITS
PAR FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS
ELASTOHYDRODYNAMIQUES POUR DES ACIERS M50 ET 100Cr6**

Soutenue le 27 mars 1997 devant la Commission d'Examen

Jury :	MM. H. S. CHENG	Northwestern University Evanston	
	G. DUDRAGNE	SNR Roulements Annecy	
	L. FLAMAND	LMC INSA Lyon	
	R. FOUGERES	GEMPPM INSA Lyon	
	A. LUBRECHT	LMC INSA Lyon	
	D. NELIAS	LMC INSA Lyon	
	G. PATY	TURBOMECA Bordes	
	J. PETIT	LMPM ENSMA Poitiers	(rapporteur)
	B. VILLECHAISE	Université de Poitiers	(rapporteur)
	A. VINCENT	GEMPPM INSA Lyon	

. **Ecole Doctorale Matériaux de Lyon =**
INSA - ECL - UCBL - U. Chambéry - ENS

Responsable : Pr. A. HOAREAU

Formations doctorales :

- Génie des matériaux (Pr. GUENIN)
 - Sciences des matériaux (Pr. BARRAT)
 - Matériaux macromoléculaires et composites (Pr. SAUTEREAU)
-

. **Ecole Doctorale des Sciences pour l'Ingénieur de Lyon :**
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA) =
ECL - INSA - UCBL

Responsable : Pr. J. BATAILLE

Formations doctorales :

- Acoustique (Pr. GUYADER)
 - Génie civil : Sols, Matériaux, Structures physique du bâtiment (Pr. LAREAL)
 - Mécanique (Pr. BATAILLE)
 - Thermique et Energétique (Pr. LANCE)
-

. **Ecole Doctorale des Sciences pour l'Ingénieur de Lyon :**
Electronique, Electrotechnique, Automatique (EEA) =
INSA - ECL - UCBL - U. Chambéry - U. St Etienne

Responsable : Pr. G. GIMENEZ

Formations doctorales :

- Acoustique (Pr. GUYADER)
- Automatique industrielle (Pr. BOLON)
- Dispositifs de l'électronique intégrée (Pr. PINARD)
- Génie biologique et médical (Pr. COLLOMBEL)
- Génie Electrique (Pr. AURIOL)
- Signal, image, parole (Pr. LACOUME)

LISTE DES DEA ou FORMATIONS DOCTORALES

<i>FORMATIONS DOCTORALES</i>	<i>RESPONSABLES INSA</i>	<i>ADRESSES INSA</i>
Acoustique	<u>GUYADER Jean Louis</u>	Bât 303 Tél 80 80
Analyse et modélisation de systèmes biologiques	NARDON Paul	Bât 406 Tél 80 86
Automatique industrielle	SCAVARDA Serge	Bât 303 Tél 83 41
Biochimie	LAGARDE Michel	Bât 406 Tél 82 40
Chimie Inorganique	GONNARD Paul	Bât 504 Tél 81 58
Conception en bâtiment et techniques urbaines	<u>MIRAMOND Marcel</u>	Bât 304 Tél 85 56
DEA Informatique de Lyon	KOULOUMDJIAN Jacques	Bât 501 Tél 80 99
Dispositifs de l'électronique intégrée	<u>PINARD Pierre</u>	Bât 502 Tél 82 47
Génie biologique et médical	MAGNIN Isabelle	Bât 502 Tél 85 63
Génie civil : sols, matériaux, structures, physique du bâtiment	<u>LAREAL Pierre</u>	Bât 304 Tél 82 16
Génie Electrique	CHANTE Jean-Pierre	Bât 401 Tél 87 26
Matériaux polymères et Ccomposites	<u>SAUTEREAU Henri</u>	Bât 403 Tél 81 78
Mécanique	DALMAZ Gérard	Bât 113 Tél 83 03
Microstructure et comportement mécanique et macroscopique des matériaux - génie des matériaux	<u>GUENIN Gérard</u>	Bât 502 Tél 82 45
Productique : organisation et conduite des systèmes de production	<u>FAVREL Joël</u>	Bât 502 Tél 83 63
Sciences des matériaux et des surfaces	LAUGIER André	Bât 502 Tél 82 33
Sciences et techniques du déchet	<u>NAVARRO Alain</u>	Bât 404 Tél 84 30
Signal, Image, Parole	GIMENEZ Gérard	Bât 502 Tél 83 32
Thermique et énergétique	LALLEMAND Monique	Bât 404 Tél 81 54

Les responsables soulignés sont également responsables généraux

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Directeur : J.ROCHAT

Professeurs :

S.	AUDISIO	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
J.C.	BABOUX	G.E.M.P.P.M.
J.	BAHUAUD	MECANIQUE DES SOLIDES
B.	BALLAND	PHYSIQUE DE LA MATIERE
M.	BARBIER	PHYSIQUE DE LA MATIERE
G.	BAYADA	MOD. MAT. CAL. SCIEN../L.M.C.
C.	BERGER (Melle)	PHYSIQUE DE LA MATIERE
M.	BETEMPS	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
J.M.	BLANCHARD	L.A.E.P.S.I.
C.	BOISSON	VIBRATIONS ACOUSTIQUES
M.	BOIVIN	MECANIQUE DES SOLIDES
H.	BOTTA	EQUIPE DEVELOPPEMENT URBAIN
G.	BOULAYE	I.F.
J.	BRAU	CETHIL/THERMIQUE DU BATIMENT
M.	BRISAUD	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
M.	BRUNET	MECANIQUE DES SOLIDES
J.C.	BUREAU	THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE
J.P.	CHANTE	COMPOSANTS DE PUISSANCE ET APPLICATIONS
B.	CHOCAT	U.R.G.C. HYDROLOGIE URBAINE
B.	CLAUDEL	L.A.E.P.S.I.
M.	COUSIN	U.R.G.C. STRUCTURE
M.	DIOT	THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE
A.	DOUTHEAU	CHIMIE ORGANIQUE
J.C.	DUPUY	PHYSIQUE DE LA MATIERE
H.	EMPTOZ	R.F.V.
C.	ESNOUF	G.E.M.P.P.M.*
G.	FANTOZZI	G.E.M.P.P.M.*
J.	FAVREL	P.R.I.S.Ma.
G.	FERRARIS-BESSON	MECANIQUE DES STRUCTURES
Y.	FETIVEAU	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
L.	FLAMAND	MECANIQUE DES CONTACTS
P.	FLEISCHMANN	G.E.M.P.P.M.*
A.	FLORY	L.I.S.I.
R.	FOUGERES	G.E.M.P.P.M.*
F.	FOUQUET	G.E.M.P.P.M.*
L.	FRECON	I.F.
R.	GAUTHIER	PHYSIQUE DE LA MATIERE
M.	GERY	CETHIL/EQ. THERMIQUE DU BATIMENT
G.	GIMENEZ	C.R.E.A.T.I.S.
P.	GONNARD	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
M.	GONTRAND	L.C.P.A.
G.	GRANGE	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
G.	GUENIN	G.E.M.P.P.M.*
M.	GUICHARDANT	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
G.	GUILLOT	PHYSIQUE DE LA MATIERE
A.	GUINET	PRISM _a
J.L.	GUYADER	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
D.	GUYOMAR	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
J.M.	JOLION	R.F.V.
J.F.	JULLIEN	U.R.G.C. STRUCTURES
A.	JUTARD	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
R.	KASTNER	U.R.G.C. GEOTECHNIQUE
H.	KLEIMANN	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
J.	KOULOUMDJIAN	L.I.S.I.
M.	LAGARDE	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
M.	LALANNE	MECANIQUE DES STRUCTURES
A.	LALLEMAND	CETHIL/EQ. ENERGETIQUE ET THERMIQUE
M.	LALLEMAND (Mme)	CETHIL/EQ. ENERGETIQUE ET THERMIQUE
P.	LAREAL	U.R.G.C. GEOTECHNIQUE
A.	LAUGIER	PHYSIQUE DE LA MATIERE
CH.	LAUGIER	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
P.	LEJEUNE	G.M.M.I.C.
A.	LUBRECHT	MECANIQUE DES CONTACTS

Y.	MARTINEZ	L.31.
H.	MAZILLE	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
J.	MERLE	G.E.M.P.P.M.*
J.	MERLIN	G.E.M.P.P.M.*
J.P.	MILLET	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
M.	MIRAMOND	U.R.G.C. HYDROLOGIE URBAINE
N.	MONGEREAU	U.R.G.C. GEOTECHNIQUE
R.	MOREL	MECANIQUE DES FLUIDES
P.	NARDON	BIOLOGIE APPLIQUEE
A.	NAVARRO	L.A.E.P.S.I.
M.	OTTERBEIN	L.A.E.P.S.I.
J.P.	PASCAULT	MATERIAUX MACROMOLECULAIRES
J.	PERA	U.R.G.C. MATERIAUX
G.	PERACHON	THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE
J.	PEREZ	G.E.M.P.P.M.*
P.	PINARD	PHYSIQUE DE LA MATIERE
J.M.	PINON	L.I.S.I.
D.	PLAY	C.A.S.M.
J.	POUSIN	MODEL. MATH. ET CALCUL SCIEN.
P.	PREVOT	G.R.A.C.I.M.P.
R.	PROST	C.R.E.A.T.I.S.
M.	RAYNAUD	CETHIL/EQ. TRANSFERT INTERFACES MATERIAUX
J.M.	REYNOUARD	U.R.G.C. STRUCTURES
J.	ROBERT-BAUDOY (Mme)	G.M.M.I.C.
D.	ROUBY	G.E.M.P.P.M.*
P.	RUBEL	L.I.S.I.
C.	RUMELHART	MECANIQUE DES SOLIDES
J.F.	SACADURA	CETHIL/EQ. TRANSFERTS INTERFACES MATERIAUX
H.	SAUTEREAU	MATERIAUX MACROMOLECULAIRES
S.	SCAVARDA	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
D.	THOMASSET	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
M.	TROCCAZ	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
R.	UNTERREINER	C.R.E.A.T.I.S.
J.	VERON	L.A.E.P.S.I.
G.	VIGIER	G.E.M.P.P.M.*
A.	VINCENT	G.E.M.P.P.M.*
P.	VUILLERMOZ	PHYSIQUE DE LA MATIERE

Directeurs de recherche C.N.R.S. :

A.	ANKER	CHIMIE ORGANIQUE
Y.	BERTHIER	MECANIQUE DES CONTACTS
P.	CLAUDY	THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE
N.	COTTE-PATTAT (Mme)	G.M.M.I.C.
P.	FRANCIOSI	G.E.M.P.P.M.*
M.A.	MANDRAND-BERTHELOT (Mme)	G.M.M.I.C.
M.	MURAT	G.E.M.P.P.M.*
J.F.	QUINSON	G.E.M.P.P.M.*
A.	ROCHE	MATERIAUX MACROMOLECULAIRES

Directeurs de recherche I.N.R.A. :

G.	BONNOT	BIOLOGIE APPLIQUEE
G.	FEBVAY	BIOLOGIE APPLIQUEE
S.	GRENIER	BIOLOGIE APPLIQUEE

Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M. :

A-F.	PRIGENT (Mme)	BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE
I.	MAGNIN (Mme)	C.R.E.A.T.I.S.

* GROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX

AVANT-PROPOS

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique des Contacts (CNRS UMR 5514) de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, dirigé par Monsieur le Professeur L. Flamand, dans le cadre du programme ELABOMM (Endurance Limit of Actual Bearings Depending on Operating Conditions, Material and Manufacturing), contrat BRITE EURAM BRE2-0209, de l'Union Européenne. Je tiens à exprimer ma gratitude à l'ensemble des participants, industriels et universitaires, qui ont contribué à ce projet.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur L. Flamand, pour m'avoir accueillie au sein du laboratoire et pour la confiance qu'il m'a accordée.

Mes plus vifs remerciements vont à Messieurs les Professeurs J. Petit, de l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aéronautique de Poitiers et B. Villechaise, de l'Université de Poitiers, pour l'honneur qu'ils me font d'être rapporteurs de ce travail.

Je suis particulièrement sensible à ce que Monsieur le Professeur H. S. Cheng, Northwestern University, Evanston, se soit intéressé à ce travail et ait accepté de participer au jury.

Cette étude a été conduite en étroite collaboration avec le Groupe d'Etudes de Métallurgie Physique et de Physique des Matériaux dirigé par Monsieur le Professeur R. Fougères. Je remercie vivement Messieurs les Professeurs R. Fougère et A. Vincent d'avoir accepté de faire partie du jury de thèse.

Mes remerciements les plus chaleureux vont à Monsieur le Professeur A. A. Lubrecht pour l'aide qu'il m'a apportée, pour les discussions que nous avons eues ainsi que pour ses conseils. Je le remercie également de participer au jury de thèse.

Je tiens à remercier Monsieur G. Paty de la société TURBOMECA, coordinateur du programme ELABOMM, d'avoir accepté de participer au jury de thèse. Mes remerciements s'adressent aussi à Messieurs les Docteurs G. Dudragne, D. Girodin et F. Vergne de la société SNR Roulements. Je remercie Monsieur Dudragne d'avoir accepté de participer au jury.

Je tiens à remercier très sincèrement Monsieur le Docteur D. Nelias, responsable du projet ELABOMM au Laboratoire de Mécanique des Contacts, pour la confiance qu'il m'a accordée concernant la conduite de cette étude. J'ai vivement apprécié les conseils et les encouragements qu'il m'a apportés lors de nos discussions.

Cette étude s'est également effectuée en collaboration avec le CETRIB (Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial) de l'Université de Porto, dirigé par Monsieur le Professeur L. Ferreira. Ceci a été l'occasion de travailler avec Monsieur A. Campos dont j'ai vivement apprécié les compétences et l'enthousiasme.

Dans le cadre de la collaboration avec le Groupe d'Etudes de Métallurgie Physique et de Physique des Matériaux, je tiens à remercier Monsieur le Docteur P. Lamagnère et Monsieur F. Champiot pour leur aide et leur gentillesse.

Mes remerciements les plus sincères vont à Monsieur G. Tourlonias, technicien au laboratoire, pour l'aide précieuse qu'il m'a apportée pour la réalisation des essais expérimentaux mais également pour sa convivialité et sa bonne humeur jamais démenties.

Je tiens à témoigner ma reconnaissance à tous les membres du laboratoire pour l'aide et la sympathie que chacun a manifestées à mon égard. Mes remerciements vont tout particulièrement à Madame Bourgeat et Monsieur Dumont, les sauveteurs informaticiens du laboratoire, Madame Cassard, Madame Colin et Monsieur Godeau, toujours disponibles et prêts à apporter de l'aide.

Enfin, je ne saurais oublier tous mes collègues docteurs ou en devenir, qui contribuent grandement à la convivialité du laboratoire. Je pense ici aux plus anciens : Frédéric Chevalier, Christophe Desrayaud, Sylvie Descartes, Valérie Lamacq, Nadia Noll, Philippe Prat, Jean-Philippe Raclot, et aux plus jeunes : Rodolphe Artero, Sébastien Baud, Fatiha Lahmar, Sylvie Plumet, Fabrice Pubilier et Fabrice Ville, tous fervents participants à d'impitoyables parties de pétanques estivales ou à d'épiques matches de basket.

Enfin mes pensées vont tout particulièrement au Docteur Fabrice Couhier qui était pour moi un véritable ami et qui a toujours su m'apporter son soutien.

TABLE DES MATIERES

AVANT-PROPOS.....	7
NOTATIONS.....	13
INTRODUCTION GENERALE.....	15
CHAPITRE I : ENDOMMAGEMENTS DE FATIGUE DANS LES CONTACTS ELASTOHYDRODYNAMIQUES.....	17
1. INTRODUCTION	17
2. HISTORIQUE	18
2.1. LA REVOLUTION INDUSTRIELLE.....	18
2.2. DEVELOPPEMENT DE LA TECHNOLOGIE	19
2.3. DEVELOPPEMENTS RECENTS.....	22
3. LE CONTACT ELASTOHYDRODYNAMIQUE.....	23
3.1. POSITION DU PROBLEME.....	23
3.2. LE CONTACT RUGUEUX E.H.D.....	24
3.2.1. Le contact lisse	24
3.2.2. Le contact rugueux	25
3.3. DISTRIBUTION DU CHAMP DE CONTRAINTES DANS LES MASSIFS.....	26
4. LA FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS E.H.D.	29
4.1. DEFINITION GENERALE	29
4.2. CARACTERISATION DES ENDOMMAGEMENTS.....	30
4.2.1. Ecaillage amorcé en sous-couche	30
4.2.2. Ecaillage amorcé en surface	32
4.2.3. Micro-Ecaillage	35
4.3. PARAMETRES INFLUENTS.....	38
4.3.1. Influence de la charge.....	38
4.3.2. Influence des rugosités	38
4.3.3. Influence du frottement.....	39
4.3.4. Influence de la dureté.....	40
4.3.5. Influence des inclusions.....	41
4.3.6. Influence du lubrifiant	42
5. APPROCHES DE LA FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS E.H.D.	43
5.1. CARACTERISATION DE L'ENDURANCE	43
5.1.1. Modèles	43
5.1.2. Critères.....	45
5.2. MECANISMES DE FISSURATION.....	48

5.2.1. Modèles	48
5.2.2. Application à la fatigue dans les contacts EHD.....	50
6. CONCLUSION	55
CHAPITRE II : METHODOLOGIE EXPERIMENTALE	57
1. INTRODUCTION	57
2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	57
2.1. PRINCIPE DE LA MACHINE BI-DISQUES.....	57
2.2. DESCRIPTION DE LA MACHINE BI-DISQUES.....	58
3. CARACTERISTIQUES DES EPROUVETTES	60
3.1. MATERIAUX.....	60
3.1.1. Composition chimique.....	60
3.1.2. Traitement thermique	60
3.2. MACROGEOMETRIE	61
3.3. MICROGEOMETRIE.....	62
4. CARACTERISTIQUES DU LUBRIFIANT	63
5. PROCEDURE DE REALISATION DES ESSAIS	63
5.1. ESSAIS DE GRIPPAGE.....	63
5.1.1. Définition.....	63
5.1.2. Approche du phénomène de grippage	64
5.1.3. Procédure.....	65
5.2. ESSAIS DE FATIGUE	66
5.2.1. Paramètres d'essai.....	66
5.2.2. Planning.....	66
5.2.3. Estimation de la sévérité du contact	67
5.3. CONTROLE ET SUIVI DES ESSAIS	68
5.3.1. Surveillance in-situ	68
5.3.2. Expertise ultrasonore	71
6. CONCLUSION	73
CHAPITRE III : RESULTATS EXPERIMENTAUX.....	75
1. INTRODUCTION	75
2. ESSAIS PRELIMINAIRES DE GRIPPAGE.....	75
2.1. RESULTATS	75
2.1.1. PH _{max} = 1.5 GPa.....	76
2.1.2. PH _{max} = 2.5 GPa.....	78
2.1.3. PH _{max} = 3.5 GPa.....	79
2.2. CONCLUSIONF.....	79
3. ESSAIS DE FATIGUE DE ROULEMENT.....	81

3.1. EPROUVETTES POLIES	83
3.1.1. Observations en surface (PHmax = 3.5 GPa et 2.5 GPa).....	83
3.1.2 Observations en sous-couche (PHmax = 3.5 GPa et 2.5 GPa)	84
3.1.3. Caractéristiques des dommages observés en sous-couche.....	87
3.1.4. Conclusion	88
3.2. EPROUVETTES NON POLIES	89
3.2.1. Evolution de l'état de surface au cours des essais	89
3.2.2. Roulement pur	92
3.2.3. Roulement plus glissement	97
4. FORMATION DES AVARIES DE FATIGUE A PROXIMITE DE LA SURFACE.....	109
4.1. MICRO-ECAILLAGE DE ROULEMENT PLUS GLISSEMENT	109
4.2. MICRO-ECAILLAGE DE ROULEMENT PUR.....	110
4.3. FORMATION DE L'ECAILLAGE.....	111
5. CONCLUSION.....	112

CHAPITRE IV : CONTRAINTES DANS UN ESPACE ELASTIQUE SEMI-INFINI

TECHNIQUE D'INTEGRATION RAPIDE.....	115
1. INTRODUCTION	115
2. MODELISATION DU CONTACT.....	115
3. FORMULATION ET SOLUTION DU PROBLEME.....	116
3.1. EQUATIONS DE LAME	116
3.2. SOLUTION DE BOUSSINESQ ET CERRUTI	117
3.3. METHODE DES COEFFICIENTS D'INFLUENCE.....	118
4. INTEGRATION RAPIDE.....	118
4.1. DISCRETISATION	119
4.2. DEVELOPPEMENTS	119
4.2.1. Opérateurs de transfert.....	119
4.2.2. Intégration.....	120
4.3. CYCLE D'INTEGRATION.....	123
4.4. STRUCTURE DU CYCLE D'INTEGRATION 3D	124
5. PERFORMANCES.....	124
5.1. ERREUR D'APPROXIMATION	125
5.2. TEMPS DE CALCUL.....	126
5.3. APPLICATION AU CALCUL DU TENSEUR DES CONTRAINTES DANS LE MASSIF.....	128
6. APPLICATION AU CONTACT E.H.D.....	130
6.1. INFLUENCE D'UN INDENT DANS LE CONTACT.....	133
6.2. INFLUENCE DES ONDULATIONS.....	138
7. CONCLUSION.....	141

CHAPITRE V : RISQUE D'ENDOMMAGEMENT DU CONTACT SEC RUGUEUX.....	143
1. INTRODUCTION	143
2. MODELISATION DU CONTACT SEC	144
3. PREDICTION DE L'AMORÇAGE POUR L'ACIER M50	145
3.1. LIMITES D'ELASTICITE	145
3.2. CARACTERISTIQUES DES SURFACES NON POLIES DE L'ACIER M50	145
3.3. INFLUENCE D'ONDULATIONS SINUSOIDALES	146
3.4. INFLUENCE DE LA COMBINAISON D'ONDULATIONS SINUSOIDALES	152
3.5. INFLUENCE D'UN ETAT DE SURFACE REEL - EFFET DU RODAGE	153
3.6. INFLUENCE DU FROTTEMENT.....	157
3.7. CONCLUSION	160
4. APPLICATION DU CRITERE D'ENDURANCE DE DWYER-JOYCE A L'ACIER M50.....	160
4.1. PRESENTATION DU CRITERE.....	161
4.1.1. Durées de vie de contacts lisses.....	161
4.1.2. Etude de l'influence des ondulations en surface.....	162
4.2. INFLUENCE DES PARAMETRES D'ESSAIS	166
4.2.1. Influence de la pression de contact.....	166
4.2.2. Influence des ondulations et des contraintes tangentielles de cisaillement en surface	167
4.3. CONCLUSION	167
5. CONCLUSION	168
CONCLUSION GENERALE	169
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	173
ANNEXES	181

NOTATIONS

$A^* = \frac{AR'}{a^2}$	amplitude adimensionnée de l'ondulation de surface
$\bar{u} = u_{moy} = \frac{(u_1 + u_2)}{2}$	vitesse de roulement
A	amplitude de l'ondulation de surface
a	demi-axe de l'ellipse de Hertz dans la direction x
a ₂	profondeur de l'indent
A _{eq}	amplitude équivalente
c	demi-axe de l'ellipse de Hertz dans la direction y
$E' = \frac{2}{\left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}$	module d'élasticité équivalent
E ₁	module d'élasticité du massif 1
E ₂	module d'élasticité du massif 2
F _i	forces de volume et d'inertie
F _{kj}	coefficients d'influence
G = αE'	paramètre de matériau adimensionné de Dowson
h	pas de discrétisation
H ₀	hauteur de film de lubrifiant adimensionnée de Dowson au centre du contact
h ₀ = h _{centre, lisse}	hauteur de film au centre
H _{min}	hauteur minimum de film de lubrifiant adimensionnée de Dowson dans le contact
k=c/a	rapport d'ellipse de contact
K _f	conductivité thermique du lubrifiant
k _i	niveau de discrétisation
L = G(2U) ^{0.25}	paramètre de matériau adimensionné de Moes
l	paramètre de chargement thermique
M = W(2U) ^{-0.5}	paramètre de matériau adimensionné de Moes
M'(x',y',0)	point sollicité
M(x,y,z)	point chargé en surface
n	nombre d'éléments de charges uniformes
n _c	nombre de pas égaux à celui en surface dans la profondeur du massif
n _s	coefficient de variation du pas de discrétisation dans la profondeur du massif
p(x',y')	charge normale surfacique
P(x',y') = p(x',y') / P _{Hmax}	charge normale surfacique adimensionnée
P _{Hmax}	pression de Hertz maximum
P _{pic}	pression au niveau du pic de pression EHD
P _{rmax}	pression réelle EHD maximum
r	distance entre M et M' (2D)
R' = R ₁ R ₂ / R ₁ + R ₂	rayon de courbure équivalent
R _a	moyenne arithmétique des rugosités en surface
R _{ms}	écart type des rugosités en surface
R _t = R _y	distance entre le pic le plus haut et la vallée la plus profonde du profil
$R_x = \frac{R_{1x} R_{2x}}{(R_{1x} + R_{2x})}$	rayon de courbure équivalent suivant x

$R_x = \frac{R_{1z} R_{2z}}{(R_{1z} + R_{2z})}$	rayon de courbure équivalent suivant z
$\lambda = \frac{U_1 - U_2}{(U_1 + U_2)}$	taux de glissement
$S = \frac{2(U_1 - U_2)}{(U_1 + U_2)}$	coefficient de glissement
T	température de la surface
T_{lub}	température du lubrifiant
$t_x(x',y')$	contrainte tangentielle surfacique //x
$t_y(x',y')$	contrainte tangentielle surfacique //y
$T(x',y') = t(x',y') / P_{Hmax}$	contrainte tangentielle surfacique adimensionnée
$U = \eta_0 \bar{u} / (R_x E')$	paramètre de vitesse adimensionné de Dowson
$u(x',y')$	contrainte normale surfacique
U_1, U_2	vitesse de surfaces 1 et 2
u_j	vecteur déplacement (1,...,3: 2D; 1,...,6: 3D)
$W = w / R E'$	paramètre de charge adimensionné de Dowson
w	charge appliquée
x_i, y_i, z_i	coordonnées du point M situé sous la surface
$x_j, y_j, 0$	coordonnées du centre M' de l'élément chargé uniformément
Z	coefficient de piézoviscosité de Roelands
α	coefficient de piézoviscosité de Barus
α_0	coefficient de piézoviscosité du lubrifiant
Δ	Laplacien
δ_{ij}	symbole de Kronecker ($\delta_{ij} = 0$ if $i \neq j, \delta_{ij} = 1$ if $i = j$)
ΔP_{max}	pic de pression maximal
ε	erreur numérique
ϕ, φ, ξ	potentiels harmoniques
Φ_T	facteur de réduction thermique
η_0	viscosité dynamique du lubrifiant
λ	longueur d'onde de l'ondulation de surface
$\lambda^* = \frac{\lambda}{a}$	longueur d'onde adimensionnée de l'ondulation de surface
$\lambda_1 = 6(U_1 + U_2) \frac{R^2 \eta_0}{a^3 P_H}$	paramètre hydrodynamique
λ_N, μ_N	coefficients de Navier
θ	coefficient de dilatation cubique
μ	viscosité du lubrifiant à pression locale et température de la surface
μ_0	viscosité du lubrifiant à pression et température de référence
ν	coefficient de Poisson
Π	opérateur de transfert
ρ	distance entre M et M' (3D)
ρ_0	masse volumique du lubrifiant
τ_c	limite élastique en cisaillement du matériau (cission de friction)
τ_{max}	contrainte de cisaillement de Tresca (cission de Tresca maximale)
$\omega(x,y,z)$	composante du tenseur des contraintes au point M(x,y,z)
$[\varepsilon_{ij}]$	tenseur des déformations
$[\sigma_{ij}]$	tenseur des contraintes

INTRODUCTION GENERALE

Les roulements et les engrenages sont des organes vitaux dans la plupart des systèmes mécaniques. Ils sont utilisés dans des industries aussi diverses que celles de la mécanique, des transports, de l'électronique ou de l'agro-alimentaire. La fiabilité de ces composants a une influence directe sur la durée de vie des systèmes mécaniques.

Les axes de recherche sur les roulements et les engrenages se sont développés dans les domaines de l'élaboration des aciers, de l'usinage, de la lubrification, de la pollution. Des progrès ont été faits permettant d'améliorer la capacité de charge et la lubrification, de diminuer les échauffements, mais les exigences des constructeurs en terme de gain de matière, de performance, de coût,... sont toujours présentes.

L'amélioration des matériaux et des procédés d'élaboration permet maintenant une meilleure tenue mécanique en volume. Ce sont à présent les endommagements du matériau à proximité de la surface qui conduisent à la rupture des mécanismes. D'autre part, dans les contacts roulants, la lubrification réduit fortement les risques d'usure, d'échauffement ou de grippage. Si ces types d'avaries sont parfois répertoriés, la fatigue de roulement est la principale cause d'avarie après la défaillance du film de lubrifiant et les problèmes de montage.

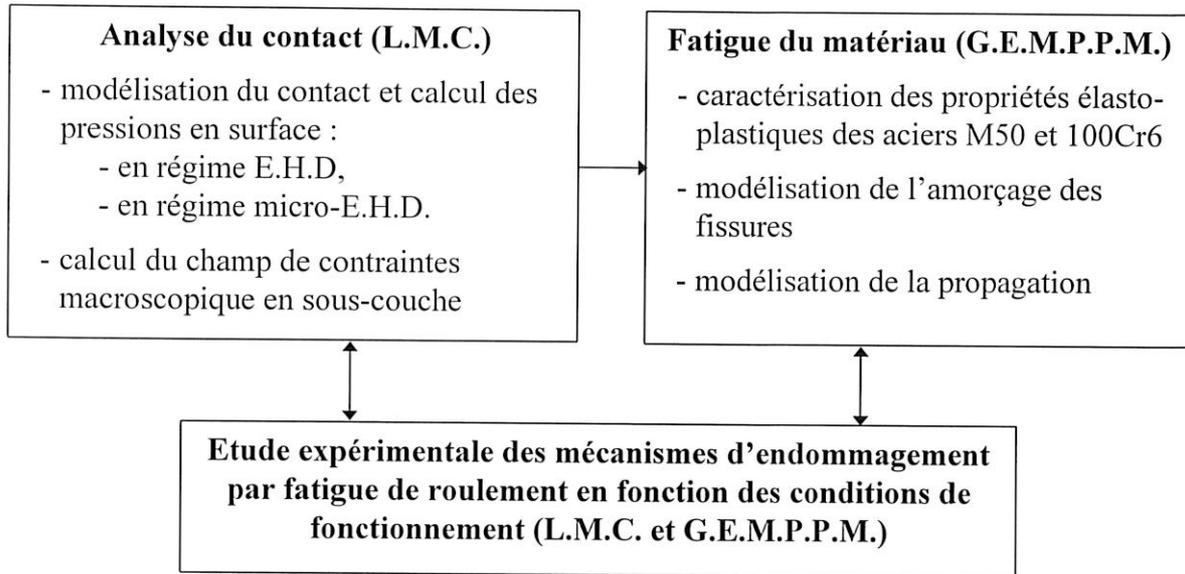
La fatigue de roulement fait intervenir des mécanismes complexes qui résultent de l'interaction des paramètres liés aux propriétés du matériau, du lubrifiant, aux conditions de charge, de vitesses, aux micro et macro géométries des surfaces.

Dans le but de mieux comprendre ces mécanismes et de développer des modèles quantitatifs de durée de vie basés sur les conditions réelles de fonctionnement des contacts, plusieurs sociétés industrielles se sont associées à la communauté européenne dans le cadre d'un contrat BRITE EURAM II intitulé Endurance Limit of Actual Bearings depending on Operating Conditions, Material and Manufacturing (ELABOMM).

Dans ce cadre, les laboratoires G.E.M.P.P.M. et L.M.C. se sont associés dans un projet comportant essentiellement 3 parties. La première partie concerne la caractérisation des mécanismes d'endommagements à partir d'essais de fatigue et d'analyses des aciers M50 et 100Cr6. Les essais ont été effectués sur une machine bi-disques permettant de simuler des conditions de fonctionnement correspondant à celles d'un contact élastohydrodynamique. Les expertises ont été menées en parallèle par les deux laboratoires. Le L.M.C. s'est attaché plus particulièrement aux avaries situées près de la surface, le G.E.M.P.P.M. aux changements microstructuraux et aux avaries en sous-couche.

La deuxième partie a été menée par le L.M.C. Elle comprend le calcul du champ de pression en surface pour un contact élastohydrodynamique rugueux effectué par F. Couhier ainsi que le calcul des contraintes macroscopiques dans le massif d'un contact élastique homogène et isotrope.

La troisième partie a été assurée par le G.E.M.P.P.M. Elle concerne la caractérisation des propriétés élasto-plastiques des aciers M50 et 100Cr6 et la modélisation de manière quantitative de l'amorçage et de la propagation des fissures inhérentes à l'apparition de la fatigue de roulement.



Dans le premier chapitre de ce mémoire, nous présentons le contexte de notre étude, c'est-à-dire le contact élastohydrodynamique rugueux. Nous définissons également les principales caractéristiques des avaries de fatigue ainsi que les paramètres influents répertoriés dans la littérature. Cette partie permet de mettre en évidence les questions latentes concernant la formation de ce type d'avarie.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation de l'approche expérimentale menée sur la fatigue de roulement. Tout d'abord, nous décrivons le dispositif expérimental et les différents moyens d'expertise. En second lieu, nous présentons les paramètres d'essais (matériau, topographie de surface, lubrifiant, charge, cinématique et température). Enfin, nous décrivons la procédure expérimentale adoptée pour mener les essais en fonction de tous ces paramètres.

Dans le troisième chapitre, nous exposons les observations et analyses effectuées en cours et en fin d'essais. Celles-ci sont faites à la fois en surface et en sous-couche du massif. Les rôles de la pression de contact, de l'état de surface, du frottement en surface et de la propreté inclusionnaire sont particulièrement étudiés. Des hypothèses sur le mode de développement des avaries de fatigue en surface sont présentées.

Dans les quatrième et cinquième chapitres, nous portons notre intérêt sur la caractérisation du champ de contraintes dans un massif semi-infini. En effet, c'est à partir de la connaissance de ces sollicitations que toute évaluation de la durée de vie d'un contact pourra se faire.

Le quatrième chapitre présente une méthode numérique d'intégration rapide des contraintes macroscopiques dans un contact semi-infini, homogène et isotrope. Le tenseur des contraintes est calculé à partir des contraintes normales et tangentielles discrétisées en surface. Grâce à cette méthode, le contact peut être discrétisé très finement de manière à représenter des surfaces réelles. Nous appliquons cette méthode à un contact élastohydrodynamique cylindre/plan présentant des défauts en surface de type indent et ondulations.

Dans le cinquième chapitre, nous simulons l'effet des conditions d'essais définies au deuxième chapitre sur un contact sec ponctuel. Nous analysons particulièrement l'influence d'ondulations sinusoïdales obtenues à partir de la décomposition en série de Fourier de surfaces réelles. Nous comparons les résultats obtenus avec ces surfaces ondulées et des surfaces réelles. Nous illustrons aussi l'effet du frottement dans un contact ondulé. Les résultats sont discutés par rapport au concept de durée de vie infinie.

CHAPITRE I

ENDOMMAGEMENTS DE FATIGUE DANS LES CONTACTS ELASTOHYDRODYNAMIQUES

1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre sont présentées les connaissances actuelles relatives aux endommagements provoqués par la fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques pour des aciers utilisés dans l'industrie.

D'un point de vue général, les mécanismes à contact roulant, comme les roulements ou engrenages (figure I.2) peuvent subir différents types de défaillances : l'usure (Clarke [24]), le grippage (Dyson [38, 39]), les empreintes et la fatigue de roulement (Tallian [123]). L'usure et le grippage sont engendrés par un dysfonctionnement du contact élastohydrodynamique. Les empreintes sont généralement dues à des problèmes de montage ou de stockage.

La fatigue de roulement apparaît comme étant la principale cause limitant la durée de vie des contacts élastohydrodynamiques. Dans ce type de contact, les surfaces sont soumises à des déformations élastiques et le lubrifiant à une augmentation très importante de la viscosité (figure I.1b). Ce cas de figure s'oppose aux contacts hydrodynamiques (figure I.1a). Le phénomène de fatigue est induit par le chargement cyclique des surfaces en contact. Celles-ci sont soumises à des conditions de glissement et de contraintes thermiques voisines de celles du roulement pur (cercle primitif des engrenages, contact bille-piste des roulements, certains points pour les cames).

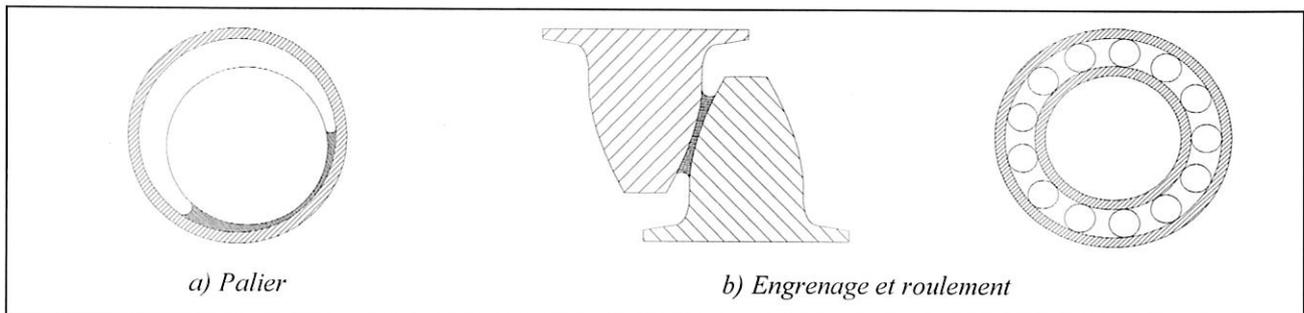


Fig.I.1 : Contacts conformes et non-conformes

La fatigue conduit à la formation de deux échelles d'avaries. La première est l'écaillage à l'échelle du contact. Elle peut atteindre le millimètre carré sur quelques dixièmes de millimètre de profondeur. La seconde est la micro-écaillage à l'échelle de la rugosité donc du centième de millimètre. Elles apparaissent après amorçage et propagation d'un réseau de fissures.

A l'origine, deux orientations ont été prises pour les études concernant la fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques. La première s'appuie sur les travaux de Way (1935) [137] considérant que la fatigue de roulement est amorcée en surface. La seconde fait suite aux travaux de Lundberg et Palmgren (1947-1952) [89]. Elle considère que la fatigue de roulement dans un contact hertzien se développe préférentiellement à la profondeur où les contraintes de cisaillement sont maximum.

Au cours de ces dernières années, la théorie de l'élastohydrodynamique a permis de donner une base commune à l'approche des contacts lubrifiés fortement chargés. A l'heure actuelle, les champs de pression en surface peuvent être calculés à partir de modèles élastohydrodynamiques. Par la théorie de l'élasticité, il est ensuite possible de déterminer la distribution de contraintes internes dues aux sollicitations en surface. Enfin, le risque de défaillance d'un contact peut être estimé suivant deux approches issues des orientations présentées ci-dessus. La première est basée sur la théorie des dislocations et utilise les propriétés microscopiques des matériaux. Elle fait l'objet de développements nombreux et récents [100]. La seconde est basée sur les travaux

de Lundberg et Palmgren, comme par exemple le modèle de durée de vie de Ioannides et Harris [60]. Elle utilise les propriétés mécaniques macroscopiques des matériaux et est très utilisée dans l'industrie des roulements. Ces travaux théoriques ont été conduits en parallèle avec des investigations expérimentales qui ont permis de développer ou d'appuyer certaines hypothèses sur les mécanismes de développement de la fatigue.

Le premier objectif de ce chapitre est de présenter le contexte dans lequel se place la fatigue de roulement : le contact élastohydrodynamique (EHD). Un bref historique sert d'introduction. En second lieu, le contact EHD est présenté du point de vue des sollicitations en surface et en profondeur dans les massifs.

La partie suivante s'attache à définir la fatigue de roulement à travers les caractéristiques des endommagements et leurs processus de développement. Ce paragraphe est conclu par une étude bibliographique sur les modes d'influences de divers paramètres.

La dernière partie présente deux approches de la fatigue de roulement. La première est basée sur la caractérisation de l'endurance des matériaux. La seconde concerne la caractérisation des modes de fissuration à travers les phases d'amorçage et de fissuration de la fatigue de roulement.

Un des objectifs de cette thèse est d'améliorer notre compréhension des mécanismes d'endommagement de fatigue dans les contacts EHD rugueux. Outre l'influence de la rugosité, celle des paramètres tels que le matériau, la cinématique et le chargement est analysée. Ceci est fait dans le cadre d'une étude expérimentale dont la démarche est établie à la lumière de la revue bibliographique.

Cette étude expérimentale est menée en parallèle avec une étude théorique du champ de contraintes en sous-couche. Les résultats concernant le tenseur des contraintes dans les massifs sont utilisés pour estimer le risque de plasticité locale des contacts réels considérés dans les essais. En particulier, nous utilisons les caractéristiques élastiques de l'acier M50 définies par le laboratoire G.E.M.P.P.M. dans le cadre de leur étude sur la durée de vie infinie des aciers à roulements.

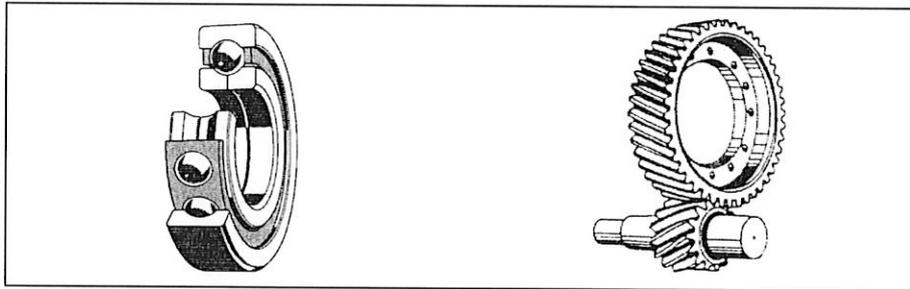


Fig. 1.2 : Roulement et Engrenage

Pour plus de clarté, les termes concernant la fatigue de roulement que nous utilisons dans la suite du mémoire sont définis en annexe 1.

2. HISTORIQUE

2.1. LA REVOLUTION INDUSTRIELLE

La fatigue de roulement est inhérente aux caractéristiques du contact dans lequel ce phénomène se produit. L'intérêt pour l'étude du contact entre les surfaces et en particulier pour le frottement apparaît aux 17^{ème} et 18^{ème} siècles. La découverte des lois de l'élasticité de Hooke (1635-1703) en 1660 et des concepts d'Amontons (1663-1705) sur le frottement en 1699 marque le début de la tribologie en temps que science moderne. Dowson est l'auteur d'un ouvrage remarquable [32] sur ce sujet.

Avec la révolution industrielle et le développement des organes de machines (engrenage, roulement, roue-rail, cylindre-piston), la tribologie acquiert une importance incontestable, le frottement ayant un effet non

négligeable sur les performances des mécanismes. La loi de frottement et le concept de coefficient de frottement sont quantitativement établis par Coulomb (1736-1806) et publiés à la fin du 18^{ème} siècle.

Les bases théoriques de la mécanique des fluides sont établies au 18^{ème} et 19^{ème} siècles. L'intérêt se porte sur l'établissement des équations gouvernant la mécanique des milieux continus et la mécanique des fluides visqueux. Les demandes de l'industrie en plein développement (textile, chemin de fer, ...) encouragent les recherches dans le domaine des lubrifiants. De nombreux travaux font suite à ceux d'Euler (1707-1783) et de Bernoulli (1700-1782) sur la dynamique des fluides parfaits. Poiseuille (1799-1869) établit expérimentalement la loi des fluides visqueux dans les capillaires. Navier (1785-1836) écrit l'équation de la dynamique des films visqueux en 1823, ainsi que Stokes (1819-1903) en 1845.

A la fin du 19^{ème} siècle, un pas considérable est franchi. Il est essentiellement dû, d'une part à l'apparition des huiles minérales provenant des exploitations pétrolières et d'autre part à la demande de l'industrie d'augmenter la puissance des machines. Il devient alors nécessaire d'améliorer les performances des roulements situés sur les locomotives et les wagons. A la fin de ce siècle apparaissent les études expérimentales sur la lubrification et les roulements.

Petrov [106] en 1883 conduit des études expérimentales sur l'intérêt de la lubrification dans la diminution du coefficient de frottement. Il montre que c'est la viscosité et non la densité qui caractérise un lubrifiant à une température donnée, et d'autre part que, dans un contact entre 2 surfaces, le frottement est dû au cisaillement du lubrifiant. La même année, Tower découvre l'existence de champs de pression non négligeables dans les films d'huile des contacts conformes (fig. I.3).

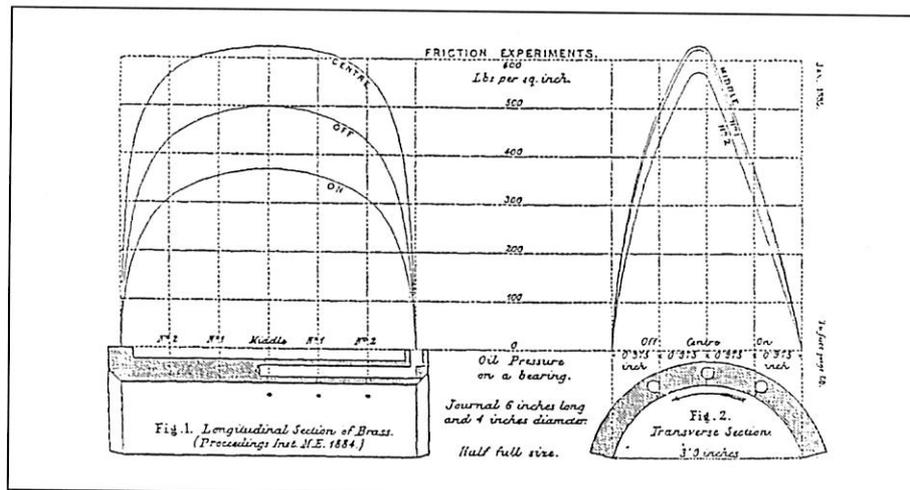


Fig. I.3 : Champ de pression de Tower [32]

A la suite des travaux de Tower, Reynolds [110] établit, en 1886, les équations de base de la mécanique des films minces visqueux. Ces équations sont réduites aux conditions des régimes laminaires pour un contact conforme, répondant ainsi au problème de la génération de pression par le principe du coin d'huile. Les bases de l'hydrodynamique sont posées.

2.2. DEVELOPPEMENT DE LA TECHNOLOGIE

Les bases de la mécanique des contacts aux débuts du développement de l'industrie du roulement ont été assurées principalement par 3 hommes : Hertz, Stribeck et Goodman.

En 1881, Hertz [57] développe les expressions des déformations et des pressions auxquelles sont soumises les surfaces d'un contact élastique non-conforme sous un chargement normal. Ceci constitue la base de la mécanique des contacts pour les contacts secs non-conformes tels qu'ils existent dans les engrenages et roulements (fig. I.4).

En 1902, Stribeck teste et confirme les prédictions de la théorie de Hertz pour les roulements. Il établit la relation entre la charge appliquée sur une bille, nécessaire pour produire une déformation permanente, et le diamètre de la bille. La configuration géométrique, le type et la qualité de l'acier interviennent aussi dans cette

relation par une constante déterminée empiriquement. Stribeck est le premier à donner une base aux fabricants de roulement pour prédire la forme générale des roulements dans le cas d'applications spécifiques.

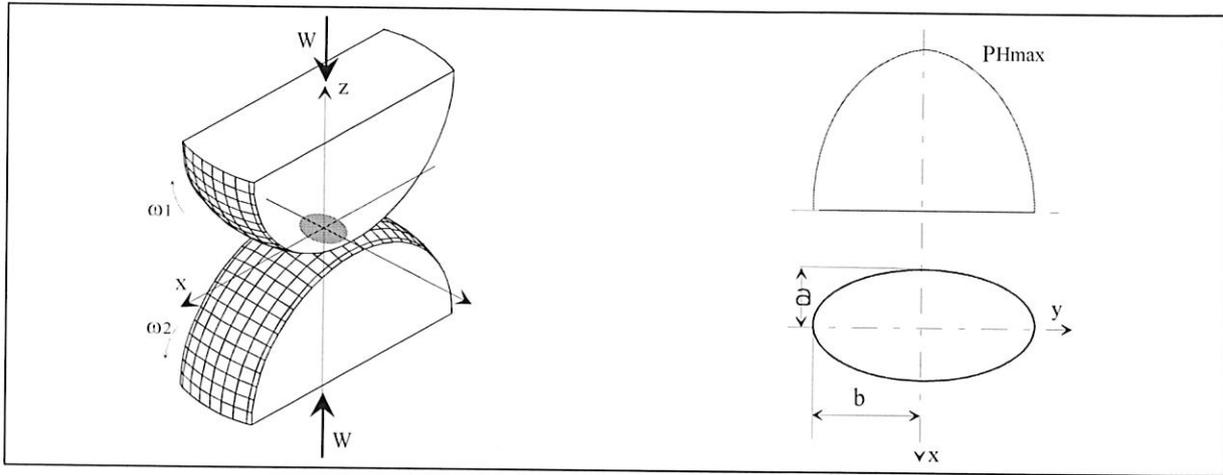


Fig. I.4 : Aire de contact et pression de Hertz

En 1912, Goodman [48] développe une procédure pour la détection précoce des endommagements dans les roulements. Goodman démontre que la capacité de charge d'un élément roulant de roulement diminue avec la vitesse. Il écrit '... les effets de la vitesse sur les billes doivent avoir une relation certaine avec l'effet bien connu des retours rapides de contraintes.' Cette remarque se réfère directement au phénomène de fatigue.

Dans les années 30, le problème de la durée de vie des roulements est une des questions principales de l'industrie. Les contacts élastiques dans les roulements apparaissent comme étant soumis à des contraintes élevées et répétées, tributaire du chargement, des propriétés du matériau et de la qualité de la géométrie. Deux directions sont alors prises.

En 1935, à la suite d'expériences, Way [137] est le premier à faire l'hypothèse que les avaries de fatigue peuvent être amorcées en surface. Il conclut que la formation d'écailles est le résultat de fissures amorcées en surface qui se propagent sous l'influence combinée des contraintes induites par le contact et de la pression hydraulique due au piégeage du lubrifiant dans les fissures.

Parallèlement, Palmgren travaille sur les travaux de Stribeck et développe sur plusieurs années une série de formules de durée de vie qu'il considère comme étant limitée par la valeur de la contrainte critique de cisaillement en sous-couche. Il donne une expression de la charge spécifique, utilisée précédemment par Stribeck, en fonction du nombre total de révolutions, de la fréquence du chargement et d'une constante. En prenant la charge spécifique fonction du nombre de révolutions, Palmgren montre que la durée de vie est déterminée par la charge, donc par la fatigue. De 1947 à 1952, Lundberg et Palmgren [89] publient leur théorie sur la durée de vie «L» qui s'exprime par :

$$L = (C/P)^p$$

C : capacité de charge

P : charge dynamique équivalente

p = 3 (pour les roulements à billes et à rouleaux)

Le problème de la lubrification dans les contacts soumis à des déformations élastiques est abordé au début du siècle. En 1916, Martin [90] applique la théorie de Reynolds au problème de lubrification des engrenages pour déterminer pressions et hauteurs de film dans le contact. L'engrenage est modélisé par un contact entre 2 cylindres droits rigides séparés par un film de lubrifiant. Les résultats ne sont pas probants, les épaisseurs de film déterminées par les calculs s'avérant inférieures à celles déduites des observations expérimentales.

La connaissance du champ de contrainte élastique dans les massifs est indispensable pour estimer le risque de fatigue du contact. Parallèlement au développement de la théorie du contact hydrodynamique puis élastohydrodynamique, sont développées des études sur le calcul des contraintes élastiques dans les massifs semi-infinis soumis à des déformations élastiques de type hertzien. Ces études répondent particulièrement au

problème du contact entre des surfaces. La méthode de résolution des contraintes et déformations d'un massif semi-infini soumis à l'action de forces normales et/ou tangentielles est due à Boussinesq (1885) et Cerutti (1882). La solution donnée par Boussinesq aux équations de Lamé résout un problème physique qui se traduit par des conditions aux limites explicites au niveau de l'espace élastique et s'écrit à partir de potentiels harmoniques. En 1904, Huber calcule les formules analytiques des contraintes pour un contact sphérique soumis à un chargement normal.

Dans la période de l'après-guerre et les années 50, le développement rapide de la technologie impose des conditions de fonctionnement plus sévères : augmentation des chargements, des vitesses, des températures. Avec l'avènement de l'ère spatiale, mais aussi le développement de l'industrie chimique, de la sidérurgie, des transports par air, mer ou terre et des équipements nucléaires, ces exigences se sont encore renforcées. La prévention des dommages tribologiques devient une priorité. Il émerge la volonté d'avoir des géométries plus précises et des surfaces mieux finies, des matériaux de meilleure qualité et des lubrifiants plus performants, avec en arrière plan la considération du rôle de l'élastohydrodynamique dans le contact

En 1949, pour résoudre le problème du contact entre les dents d'engrenages, Ertel et Grubin prennent en compte :

- les effets piezovisqueux du lubrifiant (Loi de Barus)
- la déformation élastique des dents (équations de l'élasticité de la théorie de Hertz),
- l'équation de Reynolds

Ces études sont la base de la théorie élastohydrodynamique où les pressions dans les contacts sont suffisamment élevées pour modifier la viscosité du lubrifiant et déformer les surfaces.

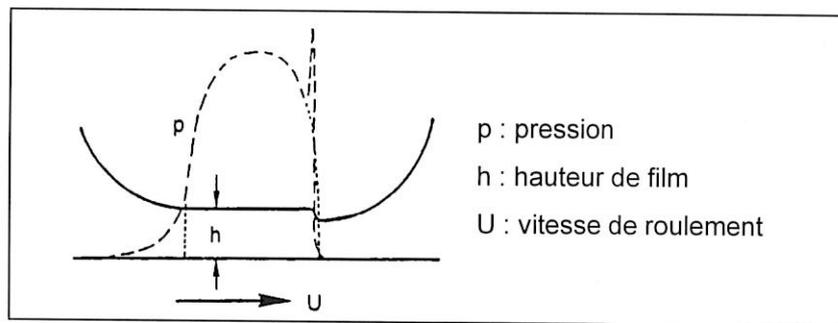


Fig. I.5 : *Pression dans un contact élastohydrodynamique (Petrusevitch)[107]*

En 1951, Petrusevich [107] est le premier à proposer une solution numérique au problème EHD en résolvant à la fois l'équation de Reynolds et l'équation de la déformation élastique des massifs. Les résultats fournissent la répartition de pression en surface et la forme du film de lubrifiant (fig. I.5).

Dans les années 60, Dowson et Higginson [31] établissent la théorie élastohydrodynamique et publient les solutions du contact cylindre/plan EHD lisse. En 1976, Hamrock et Dowson [53, 54] publient les solutions complètes du contact ellipsoïde/plan EHD lisse.

- hauteur de film minimum : $H_{\min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})$

- hauteur de film au centre : $H_c = 2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.73k})$

- rapport d'ellipticité : $k = 1.03\left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.64}$

- U, G, W sont respectivement des paramètres adimensionnés de vitesse, matériau et charge.

- K est le paramètre d'ellipticité s'exprimant en fonction des rayons de courbure équivalents du contact R_x et R_y [54].

En 1962, Dawson [30] conduit des investigations concernant les effets de la rugosité des surfaces, de l'épaisseur du film d'huile et de la dureté du matériau. Il montre l'influence des rugosités de surface sur le développement des avaries de fatigue à travers le rapport ε/h_m . ε est une valeur caractérisant la hauteur des

rugosités des surfaces, h_m l'épaisseur du film d'huile calculée par la théorie élastohydrodynamique de Dowson et Higginson. Les résultats montrent qu'une réduction de l'amplitude des rugosités conjointement à une augmentation de la hauteur du film d'huile conduit à une amélioration notable de la durée de vie.

2.3. DEVELOPPEMENTS RECENTS

La résolution du contact EHD doit prendre en compte les effets des rugosités, les effets rhéologiques du lubrifiant, les effets thermiques dans le contact pour aboutir à la connaissance des sollicitations réelles en surface et en déduire le champ de contraintes réel dans le massif. Depuis 1976, les progrès des moyens de calcul ont permis d'analyser avec plus de finesse le contact EHD.

De 1960 jusqu'à nos jours, de nombreuses études ont été menées dans le domaine du contact EHD lisse puis rugueux (Dowson et Higginson [31], Hamrock et Dowson [53, 54], Berthe [2, 3], Lubrecht [84], Venner [130]) par le biais de modélisations. Les travaux se sont aussi développés dans les domaines du contact rugueux sec (Archard [1], Greenwood et Tripp [49], Seabra [117, 118], Carneiro [12]), du contact mixte (Johnson, Greenwood et Poon [63]), du contact hydrodynamique (Christensen [23], Berthe et al [4]).

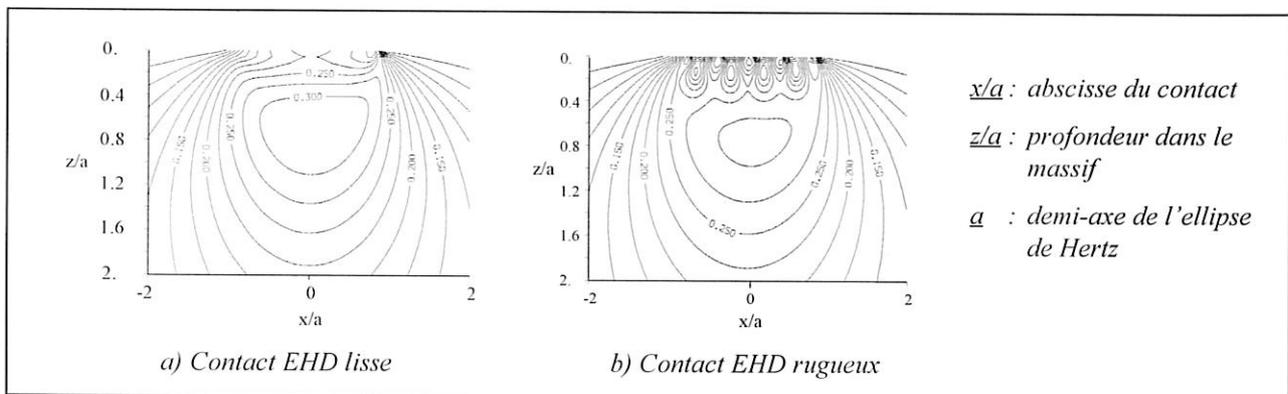


Fig. 1.6 : Isovaleurs des contraintes de cisaillement de Von Mises

Les pressions dans un contact réel, en présence de rugosités, frottement et lubrifiant, peuvent engendrer des contraintes dans les massifs très différentes de celles engendrées par une distribution de la pression de Hertz (fig. 1.6). Des formules analytiques des contraintes ont été données par Hamilton et Goodman [51] (1966) pour un contact sphérique soumis à une pression de Hertz avec du roulement et du glissement. Dans le cas de distributions réelles de pression ou de contraintes tangentielles en surface, les formules des contraintes dépendent d'intégrales impossibles à résoudre analytiquement. Des techniques numériques ont été mises au point pour résoudre le champ de contraintes élastique dans les massifs.

Ces 20 dernières années, dans le domaine de la fatigue de roulement, les observations expérimentales (Dawson [30], Cheng [17], Lorösch [83], Berthe [5], Flamand [43]) ont permis de mettre en évidence certains des paramètres influents sur l'apparition d'écailles et de micro-écailles ainsi que différents modes de formation de ces avaries. Bien sûr, il reste de nombreuses questions concernant ces mécanismes et les rôles joués précisément par tous les paramètres entrant dans la définition d'un contact roulant.

Suite aux travaux de Lundberg et Palmgren, des modèles de durée de vie (Tallian [122], Ioannides et Harris [60],...) ont été mis au point pour mieux tenir compte des nouvelles contraintes engendrées par les conditions de fonctionnement actuelles.

Parallèlement des modélisations des mécanismes de fatigue mêmes ont été mis en place depuis les années 50. Elle s'appuie sur deux approches : la mécanique de la rupture (Murakami et al [102], Kaneta [69]) et la théorie des dislocations (Keer et al [72], Mura [100], Bower [10], Champaud [15], Lamagnère [76]). L'une et l'autre démarches ont des conditions d'application différentes mais elles prennent en compte la modélisation des 2 phases de la fatigue de roulement : l'amorçage et la propagation. A partir du champ de contraintes élastiques macroscopiques et de la présence d'un défaut dans le massif (le plus fréquemment une inclusion en sous-couche ou fissure amorcée en surface), ces modèles permettent de déterminer sous différentes hypothèses

les risques d'amorçage et/ou de propagation ainsi que les mécanismes correspondants. Des applications récentes essaient de combiner les 2 approches dans le même modèle (Keer et Bryant [72]).

- Cette revue permet de voir que la fatigue de roulement recoupe un grand nombre de domaines. Le but des recherches, qu'il s'agisse de l'étude de la lubrification, des contraintes ou du développement des avaries de fatigue, est de parvenir à décrire le comportement du contact en prenant en compte davantage de paramètres pour arriver à prédire le plus précisément possible la durée de vie de celui-ci.

3. LE CONTACT ELASTOHYDRODYNAMIQUE

3.1. POSITION DU PROBLEME

La fonction principale des contacts roulants est de transmettre la charge. Ce sont les charges, normales ou tangentielles, placées aux points où s'exerce le contact roulant qui sont à l'origine des contraintes significatives pour l'apparition de la fatigue dans les massifs.

La fissuration conduisant aux avaries de fatigue dépend de conditions de développement liées à des facteurs correspondant soit aux conditions de fonctionnement telles que la lubrification, le chargement, la cinématique, la température, soit aux caractéristiques des corps en contact telles que les constantes élastiques des matériaux, la propreté inclusionnaire, la géométrie du contact, les états de surface.

Trois types d'avaries sont répertoriés :

- L'**écaillage amorcé en sous-couche**, environ à profondeur de Hertz, est lié à un régime de lubrification EHD sous l'application de fortes charges. Ce régime correspond à une bonne lubrification (alimentation surabondante du contact) combinée à un bon état des surfaces en regard. La fissuration s'amorce au niveau de micro-hétérogénéités présentes dans la matrice du matériau où la contrainte de cisaillement de Hertz est maximum (fig. I.7a).
- L'**écaillage amorcé en surface** se développe dans des conditions de lubrification micro-EHD ou mixte en présence de forces tangentielles de traction importantes en surface. Les fissures sont amorcées en surface et sont propagées en profondeur. Le lubrifiant aura un rôle néfaste dans ce cas de figure car il peut s'introduire dans les fissures formées en surface et faciliter sa progression en profondeur (fig. I.7b).
- Le **micro-écaillage** est lié à un régime de lubrification micro-EHD, mixte ou limite. Dans le cas de la lubrification micro-EHD, les surfaces sont rugueuses et la hauteur des aspérités en regard n'est plus négligeable devant la hauteur du film d'huile. Dans le cas des régimes mixte et limite, les aspérités se trouvent directement en contact. Ce type d'avarie peut aussi être dû à la présence de polluant dans le lubrifiant. Les contraintes présentes en surface sont très élevées et localisées en peau des massifs. Elles peuvent conduire à une fissuration puis à un micro-écaillage précoce du contact (fig. I.7c).

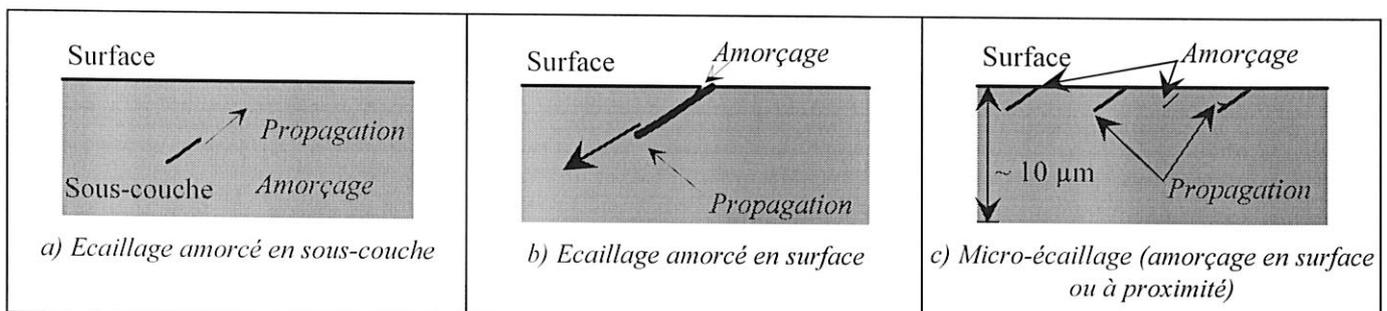


Fig. I.7 : Principes des 3 types de fissuration par fatigue

Le régime de lubrification est primordial dans la formation des avaries de fatigue. Il gouverne les sollicitations en surface et les contraintes en sous-couche. Les 2 parties qui vont suivre présentent les particularités du chargement EHD rugueux et du champ de contraintes.

3.2. LE CONTACT RUGUEUX E.H.D.

Le contact EHD est constitué de 3 corps, les solides en vis-à-vis (1^{ers} corps) et un milieu intercalaire (3^{ème} corps) dans lequel se réalise la transmission de la charge et l'adaptation des vitesses relatives des solides. En présence d'une alimentation en fluide suffisante à l'entrée du contact, la cinématique provoque une séparation des surfaces (fig. I.8).

Le contact EHD est plus précisément caractérisé par une géométrie non-conforme des surfaces, d'où une zone de contact faible. Les niveaux de pression élevés génèrent une déformation élastique des massifs et des variations de la viscosité du lubrifiant piézovisqueux, cas typique des engrenages et des roulements.

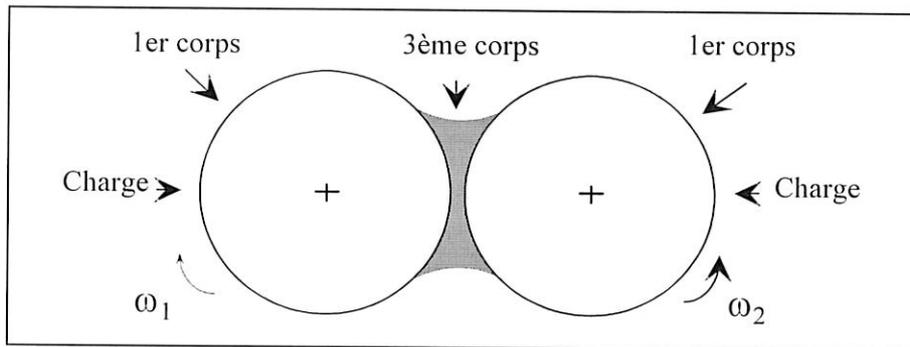


Fig.I.8 : 1ers et 3ème corps

La présence du 3^{ème} corps est nécessaire pour accommoder les vitesses et les contraintes. Or un lubrifiant ne peut former un film entre les surfaces en contact que si ses propriétés rhéologiques et les conditions de fonctionnement sont adaptées. Le film EHD peut être déformé ou rompu par des imperfections trop prononcées des surfaces en regard. Plusieurs régimes de lubrification peuvent alors être distingués (Schipper et al [115]) :

- le *régime élastohydrodynamique* : le film de lubrifiant transmet la totalité de la charge. Des aspérités peuvent exister en surface mais leurs hauteurs sont telles que les surpressions induites sont négligeables.
- le *régime micro-élastohydrodynamique* : la charge est toujours transmise au travers du film de lubrifiant complet. Toutefois, la micro-géométrie engendre des variations locales de pression qui ne peuvent plus être négligées.
- le *régime de lubrification mixte* : le film de lubrifiant est incomplet. Il peut y avoir contact direct entre les aspérités. La charge est ainsi transmise pour une part au travers du film de lubrifiant et pour une autre part directement entre les aspérités en contact.
- le *régime de lubrification limite* : l'épaisseur du film de lubrifiant est très faible. La charge est transmise essentiellement par la surface.

3.2.1. LE CONTACT LISSE

Les modèles les plus connus permettant d'obtenir les allures du champ de pression et de la géométrie du contact ont été établis par Dowson et Higginson [31] dans le cas du contact cylindre/plan puis par Hamrock et Dowson [53] dans le cas du contact ellipsoïde/plan.

Trois zones caractérisent le contact (fig. I.9) :

- zone A : zone d'entrée ou convergent correspondant à l'entrée du contact. Il y a génération hydrodynamique de la pression par le phénomène du coin d'huile. Cette pression induit une séparation des surfaces et une forte compression du lubrifiant.
- zone B : zone de haute pression qui provoque une forte augmentation de la viscosité. Le lubrifiant est d'une rigidité supérieure à celle des massifs qui se déforment en formant un plateau. La charge est principalement supportée dans cette zone.
- zone C : zone de sortie ou divergent où la dépression éjecte le lubrifiant. Un bourrelet de matière limite le débit de fuite.

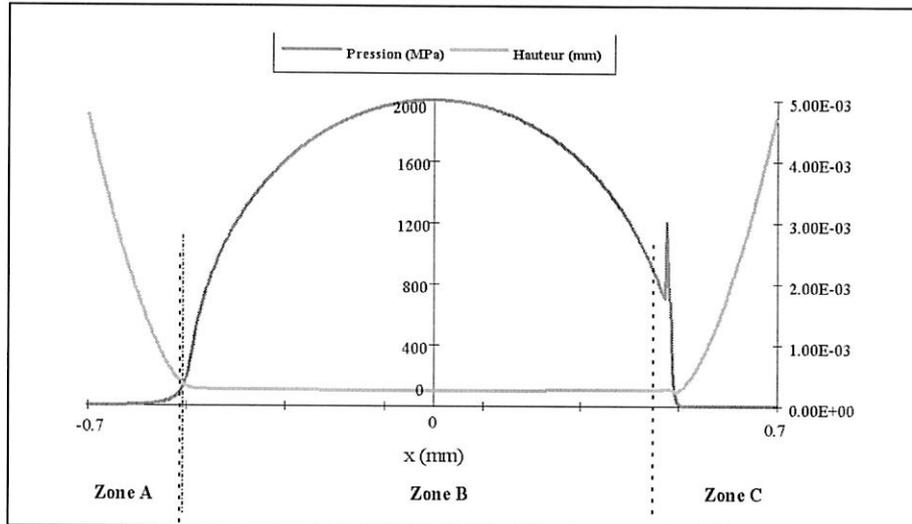


Fig. I.9 : Les 3 zones du contact lisse [26]

3.2.2. LE CONTACT RUGUEUX

Il a été montré que les imperfections des surfaces peuvent provoquer une perturbation de la géométrie du film et des surpressions non négligeables dans la zone haute pression (Seabra [116]). Ces modifications des conditions de contact induisent des augmentations localisées du champ de contraintes dans les matériaux d'où une fatigue prématurée des massifs.

La perturbation du régime de lubrification peut être estimée par le paramètre de sévérité du contact Λ de la forme suivante :

$$\Lambda = \frac{h}{\sigma} = \frac{\Phi_T h_{\text{lisse, min}}}{R_{\text{ms}}}$$

σ : moyenne quadratique équivalente des hauteurs des rugosités du contact.

h : hauteur théorique lisse minimum du film de lubrifiant,

Φ_T : coefficient de réduction thermique défini par Cheng [16],

$$\Phi_T = \frac{1 - 13.2 \frac{P_H}{E'}^{0.48}}{1 + 0.213(1 + 2.23S^{0.83})^{0.64}}$$

P_H : pression maximale de Hertz,

E' : module d'élasticité équivalent,

S : coefficient de glissement,

$$S = 2 \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2}$$

l : paramètre du chargement thermique,

$$l = \left(\frac{-\partial\mu}{\partial T} \right) \left(\frac{U_1 + U_2}{4K_f} \right)^2$$

K_f : conductivité thermique du lubrifiant,

μ : viscosité dynamique,

U_1, U_2 : vitesses respectives des corps en contact,

T : température.

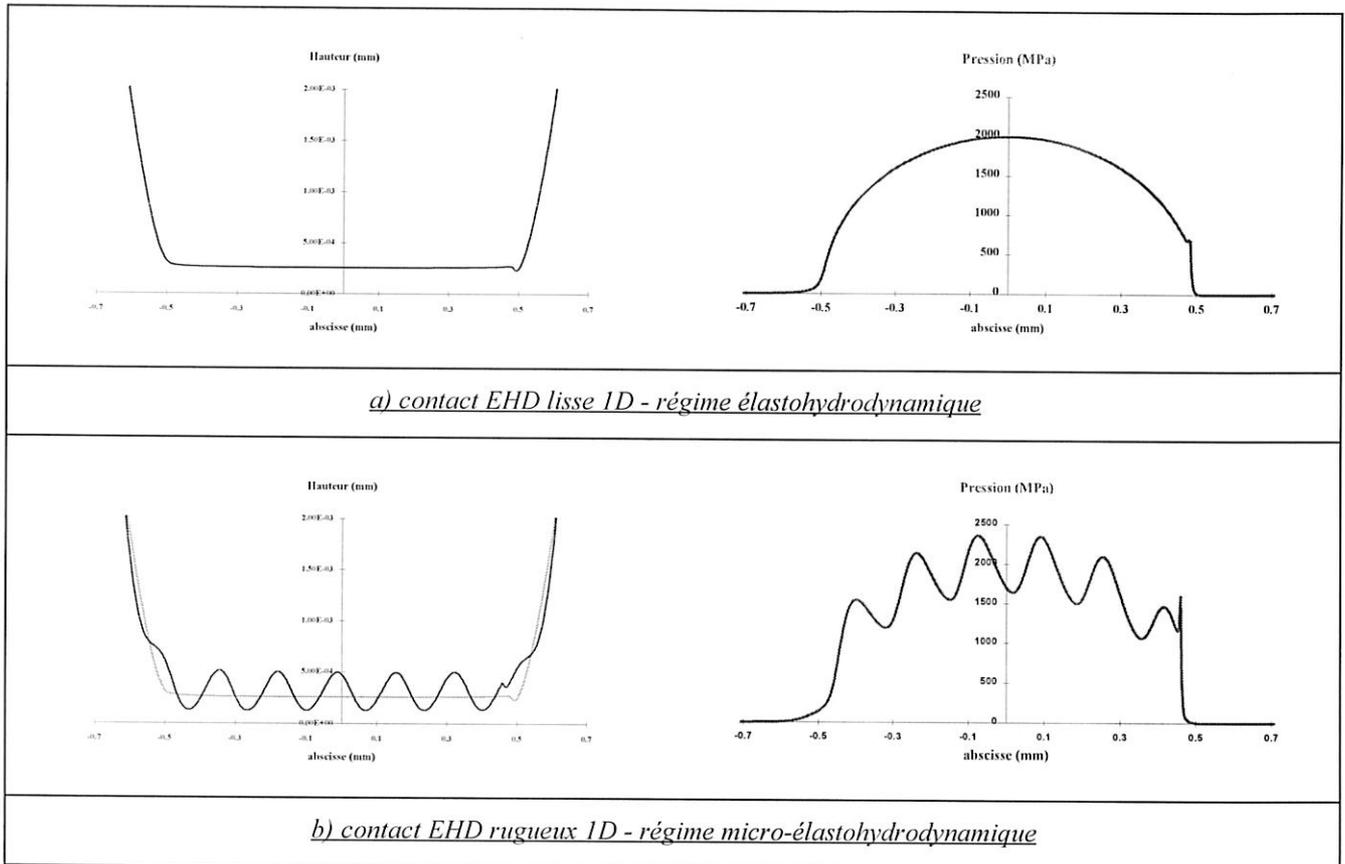


Fig. I.10 : Influence de la rugosité sur la pression et la hauteur de film dans un contact EHD cylindre/plan [26]

La figure I.10 montre l'influence directe de la rugosité sur les conditions de lubrification c'est-à-dire sur l'allure de l'épaisseur du film d'huile correspondant à la déformée des surfaces. Les conditions de fonctionnement sont les suivantes :

- $(U_1 + U_2)/2 = 1 \text{ m/s}$ (roulement pur)
- $W/L = 1570 \text{ N/mm}$ (effort linéique)
- $T = 100^\circ\text{C}$
- $\Lambda = \infty$ (fig. I.10a), $\Lambda = 0.5$ (fig. I.10b)

3.3. DISTRIBUTION DU CHAMP DE CONTRAINTES DANS LES MASSIFS

La distribution du champ de contraintes dans les massifs dépend des propriétés des matériaux utilisés, de la micro et macro-géométrie et de la capacité du lubrifiant à générer un film de lubrifiant entre les surfaces en contact et a une influence directe sur le mode d'endommagement par fatigue de roulement.

Les contraintes de cisaillement ont un effet néfaste sur la durée de vie d'un mécanisme. Les contraintes références généralement prises en compte sont la contrainte de cisaillement maximum τ_{\max} , sa variation au cours des cycles ou la contrainte de cisaillement équivalente de Von Mises τ_{VM} . Dans un contact EHD, les

contraintes de cisaillement maximum se trouvent à une profondeur fonction de la macro-géométrie du contact, qu'il soit sphérique ou elliptique.

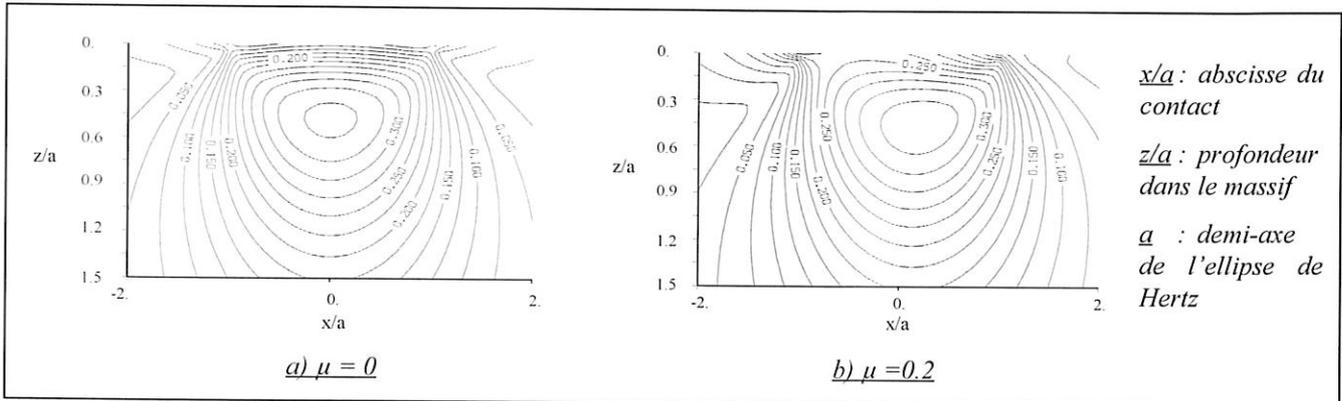


Fig. I.11 : Effet du frottement en surface sur la distribution de cisaillement de Von Mises en sous-couche pour un contact ponctuel [55]

Dans un contact réel, la présence d'aspérités ou de défauts en surface provoque une forte concentration de contraintes de cisaillement en surface et à proximité. Si du glissement est présent entre les surfaces en contact, des contraintes tangentielles en surface apparaissent et ont pour effet de déplacer les maxima des contraintes vers la surface (fig. I.11).

Tallian [123] a montré l'influence des modifications des conditions de lubrification induites par l'état de surface en définissant 5 zones dans la profondeur d'un massif sollicité par des contraintes de nature et d'intensités différentes (fig. I.12).

En surface

Sur la surface, rugosités, piqûres, rayures et empreintes sont des défauts propres à la surface. Les effets des rugosités sur l'état du champ de pression en surface et sur le champ de contraintes dans le massif sont visibles aussi bien dans le cas des contacts lubrifiés (Michau [94], Lubrecht [84]) que secs (Mayeur [93]).

Zone superficielle

Elle se situe juste sous la surface et fait quelques microns de profondeur. C'est une zone où se produisent d'importantes concentrations de contraintes, principalement dues à la présence d'aspérités qui engendrent des perturbations de pressions importantes au niveau de la surface des massifs. Cette zone est particulièrement exposée à l'amorce de microfissures pouvant se développer en micro-écaillage, ainsi qu'à de nombreuses transformations se traduisant par des déformations plastiques (Flamand [44], Soda [119]).

Zone au repos

Dans cette zone, les contraintes dues aux perturbations de pression sont plus faibles et les contraintes de Hertz ne sont pas encore élevées. Les contraintes résiduelles engendrées par la finition ne parviennent pas jusqu'à cette profondeur ($\sim 10 \mu\text{m}$).

En roulement pur, cette zone est au repos du point de vue de la fatigue. Mais la présence de contraintes tangentielles de cisaillement en surface engendrées par du frottement peut induire une diminution de la profondeur de cette zone. La zone critique de Hertz peut remonter vers la surface si le frottement en surface est suffisamment élevé. Hamilton [52] montre que pour un coefficient de frottement de Coulomb supérieur à 0.27 dans un contact hertzien sphérique, la contrainte de cisaillement maximum (Tresca ou Von Mises) se trouve en surface.

La présence ou l'absence de cette zone de repos est considérée comme particulièrement significative du point de vue de la fatigue de roulement. C'est à travers elle que se fait la propagation des fissures de la zone de

Hertz vers la surface ou de la surface vers la sous-couche. Si elle est amoindrie, la propagation aura lieu plus aisément.

Zone de Hertz

Cette zone est soumise aux contraintes macroscopiques élevées de Hertz. Elle est centrée sur le maximum de la contrainte de cisaillement alterné de Hertz et sur les maximum des contraintes de cisaillement de Tresca et de Von Mises. D'après Lundberg et Palmgren, la durée de vie en fatigue est limitée par le comportement de cette zone. Dans des conditions de fonctionnement normales (en roulement), la fatigue est amorcée au bout d'un grand nombre de cycles ($>10^8$). La répétition cyclique des contraintes de Hertz entraîne un mécanisme d'accumulation de micro-contraintes plastiques et de micro-déformations plastiques favorisé par la présence d'inclusions dans la matrice des massifs. Les micro-dislocations en découplant peuvent provoquer l'amorce de microfissures dans le massif.

Zone profonde

L'influence de la contrainte de Hertz n'y est plus significative. Les contraintes élevées proviennent d'ajustements serrés ou de forces centrifuges aux grandes vitesses de rotation.

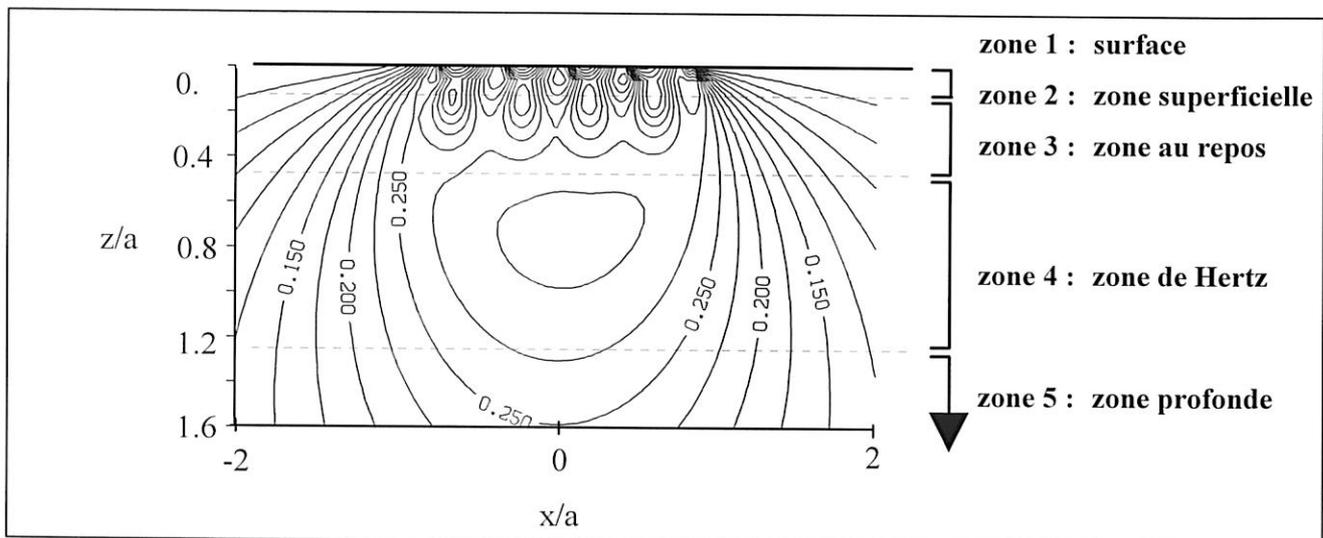


Fig. I.12 : Isovalues des contraintes de cisaillement de Von Mises pour un contact rugueux cylindre/plan

• Ce récapitulatif montre l'influence directe du champ de contraintes sur la capacité d'endommagement du contact et à plus long terme du mécanisme entier. A travers les contraintes macroscopiques dans le massif se traduit l'influence :

- du chargement (P_{Hmax}),
- de l'état de surface (Λ),
- du mode de lubrification (EHD, EHD rugueux, mixte, limite),
- du matériau (dureté, propreté),
- des contraintes résiduelles (finition, traitement thermique).

Dans la partie suivante, nous décrivons les caractéristiques des endommagements de fatigue de roulement.

4. LA FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS E.H.D.

Dans son "*Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*" [125], Tallian répertorie 2 échelles et 3 types d'endommagements de fatigue présents dans les contacts hertziens lubrifiés :

- Echelles d'endommagements (fig. I.13) :
 - *écaillage* ou *spalling* qui se manifeste par la formation de cratères macroscopiques résultant de la propagation de fissures de fatigue dans le champ de contraintes de Hertz.
 - *micro-écaillage* ou *surface distress* qui se manifeste par la formation d'une surface de contact lustrée, de microfissures et de cratères à l'échelle des rugosités.
- Types d'endommagements :
 - *écaillage amorcé en surface* désigné par *surface origin spalling*,
 - *écaillage amorcé en sous-couche* désigné par *subsurface origin spalling*.
 - *micro-écaillage* désigné par *surface distress, micro-spalling ou micro-pitting*

Le *pitting* est un terme souvent utilisé à la place de *spalling*. Il n'est pas vraiment approprié car il désigne en fait la formation de cratères autrement que par fissuration par fatigue. Il résulte de la porosité de la surface due au processus de fabrication, de la corrosion, de l'érosion électrique ou d'un certain type d'usure.

Concernant les endommagements de type *surface distress* un vocabulaire varié est utilisé : *peeling, fatigue wear, delamination wear, micro-pitting* ou *micro-spalling*.

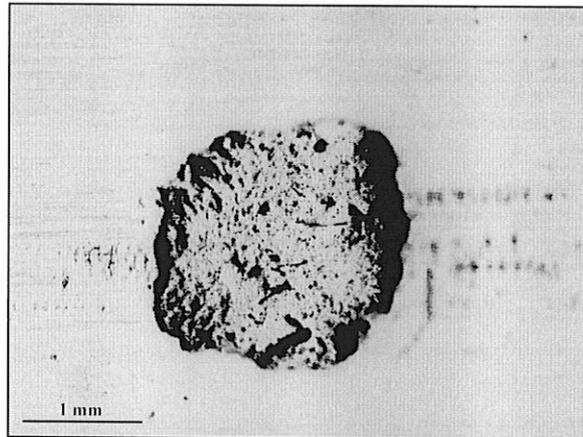


Fig. I.13 : *Ecaillage (au centre) et micro-écaillage (à droite et à gauche)*

4.1. DEFINITION GENERALE

La fatigue de roulement de Hertz se manifeste dans un contact soumis à une sollicitation cyclique dont l'intensité est inférieure à la contrainte σ_r de rupture du matériau. Le mécanisme de développement de l'avarie de fatigue est scindé en deux étapes (Cheng [18]) :

- l'amorçage de microfissures dues à l'accumulation locale de dislocations dans les massifs en contact. Ce premier stade est dû à une concentration de contraintes de cisaillement élevées et aux micro-déformations plastiques associées autour de micro-hétérogénéités ou défauts du matériau.
- la propagation des macro-fissures se produisant sous la répétition des charges. La vitesse de propagation dépend du type de comportement du matériau, de la contrainte appliquée et de la taille des microfissures amorcées. L'extension de la fissure peut provoquer un

écaillage ou un micro-écaillage de la zone de contact et aller jusqu'à rupture brutale de la pièce.

La fissuration a une origine propre et des conditions de développement diverses fonction du matériau (dureté, homogénéité, propreté), du chargement, de la micro-géométrie, du glissement, de la température et de la lubrification (capacité à former un film, caractéristiques chimiques du lubrifiant, présence d'effets hydrauliques).

L'amorçage de fissures de fatigue peut s'effectuer en surface, à proximité de la surface ou en profondeur. La propagation des fissures peut avoir lieu de la sous-couche vers la surface, de la peau vers la surface, de la surface vers la sous-couche.

Des transformations structurales peuvent précéder ou suivre l'apparition des fissures sous la forme :

- d'une zone sombre ("*dark etching area*"), située en peau ou en sous-couche, correspondant à une première décomposition de la structure martensitique de l'acier (Clarke et al [24]),
- de bandes de phase blanche ("*white etching area*"), situées en peau ou en sous-couche, correspondant à l'apparition d'écoulements plastiques dans le matériau,
- de papillons de phase blanche, voisins du type de transformation précédente et précurseurs de la fatigue amorcée en profondeur (Sanchette [113]).

Dans des conditions de chargement sévère, le contact peut aussi être soumis à des déformations plastiques résultant des surcharges locales dans le massif dès les premiers cycles de fonctionnement (Flamand [44]). Elles peuvent aussi résulter d'empreintes dans le massif dues à la présence de particules étrangères dans le massif (Lorösch [83]).

4.2. CARACTERISATION DES ENDOMMAGEMENTS

Que ce soit dans le domaine de l'engrenage ou du roulement de nombreuses avaries dues à la fatigue de roulement ont été caractérisées (Tallian [125]). Ici une synthèse des caractéristiques des avaries existantes précédemment citées est faite en fonction des échelles et des lieux d'amorçage.

4.2.1. ECAILLAGE AMORCE EN SOUS-COUCHE

Ce type d'écaillage est généralement attribué au passage répété d'un champ de contraintes de Hertz sur un contact dans des conditions cinématiques proches du roulement pur et des contraintes de tension à l'interface du contact faibles. Il est fonction du chargement et du nombre de cycles.

4.2.1.1. Processus d'endommagement

Les phases d'amorçage et de propagation peuvent être décrites de la manière suivante :

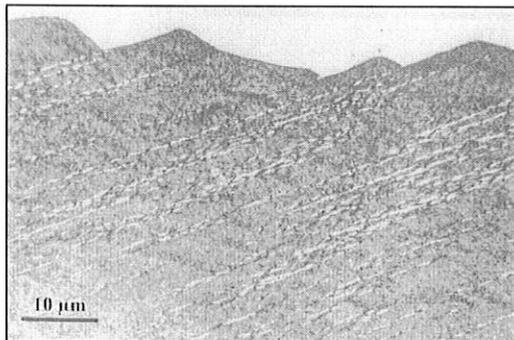
- *Phase d'amorçage :*

- Une phase initiale est marquée par des changements intervenant dans le volume fortement contraint sous le passage du contact. Ces modifications concernent la dureté, les contraintes résiduelles, la transformation de l'austénite résiduelle. Elles peuvent apparaître sous forme d'une zone sombre après attaque au Nital, dans certains contacts fortement chargés ("*Dark Etching Area*"), le plus souvent en sous-couche mais aussi en surface (Clarke et al [24]). La zone sombre peut évoluer tout au long de la vie du matériau jusqu'à un nombre de cycles très élevé (10^9 pour des essais conduits par Clarke et al). Pour du 100Cr6 soumis à de la fatigue de roulement, cette zone apparaît centrée sur la zone du maximum de la contrainte de cisaillement maximum,

parallèle à la surface et à la direction de roulement (Champaud [14]). Dans la direction perpendiculaire au roulement, elle présente une forme lenticulaire qui s'étend au cours des cycles sous l'action de la migration du carbone en saturation dans la martensite vers les zones à forte densité de dislocations (Voskamp [136]).

- La seconde phase est caractérisée par l'apparition d'écoulements microplastiques alternés. Plusieurs types d'altérations microstructurales sont générés. La phase blanche (après attaque au Nital) due au flux microplastique est désignée comme "bandes de phase blanche" quand elle apparaît disséminée dans un volume fortement contraint, et comme "papillons" quand elle se forme autour de défauts ponctuels comme les inclusions :

- Les "papillons de phase blanche" (fig. I.14b) se forment autour d'hétérogénéités (carbures, inclusions non métalliques) situés de part et d'autre de la zone de cisaillement maximum (Champaud [14]). Les papillons sont orientés à environ 45° dans la direction du roulement. Perpendiculairement au roulement, ils apparaissent sous forme de plaquettes parallèles à la surface. Ils présentent 2 "ailes" de grande dureté (>1000 Hv pour le 100Cr6) correspondant à de la martensite ou ferrite écrouie à très petits grains mélangés à des carbures sous forme de plaquettes. Les papillons apparaissent avant la zone sombre et les bandes de phase blanche. L'orientation des papillons est dépendante du sens du roulement.
- Les bandes de phase blanche (fig. I. 14a) apparaissent à l'intérieur de la zone sombre sous forme de lentilles fines, de $2\ \mu\text{m}$ d'épaisseur, inclinées de 20 à 30° par rapport à la piste de roulement (Colombie et al [25], Voskamp [136]). Ces bandes sont caractéristiques de fortes amplitudes de déformation (ferrite écrouie avec arrangement de dislocations en cellule d'écrouissage). Une phase blanche orientée à 80° peut par la suite se développer (ferrite moins écrouie que précédemment). Elles se forment dans les contacts peu chargés après un grand nombre de cycles.



a) bandes de phase blanche



b) papillon de phase blanche

Fig. I.14 : transformations micro-structurales [125]

Les microfissures amorcées durant cette phase le sont au niveau de défauts présents dans les zones du matériau altéré plastiquement.

• Phase de propagation :

- Une fissure macroscopique peut être amorcée sous l'influence des contraintes de cisaillement de Hertz élevées. Une écaille due à la remontée de la fissure vers la surface peut se former suivant un angle d'inclinaison généralement d'environ 30° par rapport à la surface et parallèlement aux bandes de déformation inclinées à 30° , si celles-ci sont présentes.

Ce processus peut se répéter pour étendre la même écaille ou pour en former une autre. Le fond d'une écaille propagée (fig. I.15) consiste en une série de surfaces situées à une profondeur correspondant sensiblement à celle de la contrainte de cisaillement maximum de Hertz unidirectionnelle. Il fait apparaître des dentelures transversales par rapport à la direction de roulement. D'après Tallian [125], elles se forment quand une fissure proche de l'écaille existante pénètre dans le massif jusqu'au niveau du fond de l'écaille. A ce stade, un morceau de matière peut se détacher et ainsi propager l'écaille.

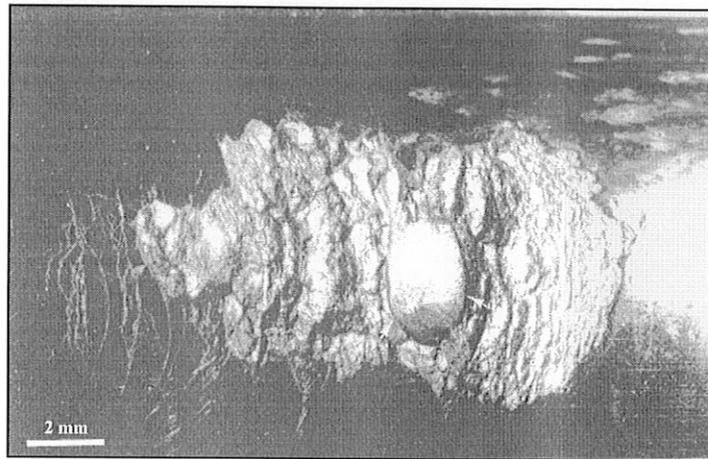


Fig. I.15 : *Ecaille propagée* [125]

4.2.1.2. Caractérisation

Les caractéristiques de l'écaillage amorcé en sous-couche sont les suivantes :

- en surface, les écailles ont la forme d'une ellipse et des fissures sont présentes (fig I.15);
- les dimensions des écailles en surface sont de l'ordre de grandeur du contact. Leur profondeur est de l'ordre de quelques dixièmes de mm, ce qui correspond à une profondeur critique voisine de celle de Hertz;
- l'angle formé à l'entrée entre le bord de l'écaillage et la surface est supérieur à 45°.

Les facteurs favorisant particulièrement le développement de ce type d'avarie sont :

- la présence de défauts en sous-couche tels que les inclusions. Dans les aciers, les inclusions dures, fragiles et non-métalliques sont plus néfastes que les inclusions de sulfures de taille comparable,
- la porosité : les vides dans la matrice sont des lieux d'amorçage aussi néfastes que les inclusions.

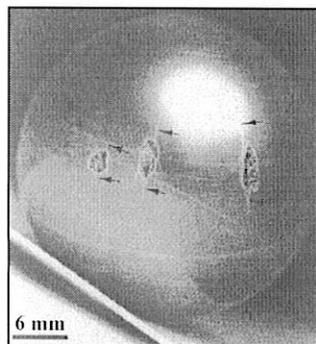


Fig. I.16 : *Ecaillage amorcé en sous-couche* [125]

4.2.2. ECAILLAGE AMORCE EN SURFACE

Pour des régimes de lubrification micro-EHD, mixte ou limite (Cheng et al [18]), ce type d'écaillage peut apparaître sous l'effet des contraintes de cisaillement élevées en surface.

4.2.2.1. Processus d'endommagement

Les différentes causes de la propagation en profondeur de microfissures amorcées en surface ont été répertoriées par Tallian [125] :

- population nombreuse de micro-écailles en surface qui ont coalescé et augmenté considérablement le champ de contraintes de cisaillement,
- présence d'efforts de traction en surface suffisamment élevés pour donner des concentrations de contraintes en pointe des fissures pouvant favoriser la propagation,
- action du lubrifiant dans les fissures.

Les mêmes transformations microstructurales que précédemment peuvent être retrouvées (phase sombre et phase blanche). Le processus peut être décrit par les 2 phases d'amorçage et de propagation :

• *Phase d'amorçage :*

L'amorçage s'effectue dans les zones soumises à des microdéformations plastiques. Les défauts de surface favorisant l'amorçage peuvent être des indents, des stries de rectification, des endommagement de la structure en surface, des micro-écailles préexistantes.

• *Phase de propagation :*

La propagation en profondeur peut être favorisée par la présence de contraintes de traction très élevées en surface. Dans le cas où les contraintes de traction en surface sont faibles, il existe une zone de repos entre les microfissures et la zone où les contraintes de cisaillement de Hertz sont élevées. Dans le cas contraire, la zone de repos peut disparaître et présenter des contraintes de cisaillement élevées.

La propagation peut être aussi favorisée par la présence de lubrifiant dans le contact. Cette influence a été mise à jour lors d'essai effectués sur des contacts soumis à du roulement et du glissement. Les observations ont montré qu'en présence de roulement plus glissement, la surface lente du contact écaillait plus vite. Pour la surface lente, les fissures se propagent dans la direction du mouvement de la charge. La surface rapide du contact s'écaille plus tard ou à un degré moindre avec des fissures qui se propagent dans la direction opposée à celle du mouvement de la charge. Dans les 2 cas, la propagation s'effectue dans la direction opposée à celle du frottement. Dans les engrenages, le creux ("*dedendum*") correspondant à la surface lente s'écaille effectivement plus sévèrement que la saillie ("*addendum*"), la surface rapide (fig. I. 17).

Pour expliquer cette différence, l'action du fluide est depuis considérée comme le facteur déterminant de la propagation dont le mécanisme a été décrit par Way [137] et plus tard par Littman et al. [79] :

- si une fissure est dirigée dans le sens du roulement et est remplie d'huile (cas de la surface lente), l'arrivée du contact roulant va clore les lèvres de la fissure et piéger le lubrifiant à l'intérieur. Le lubrifiant exercera alors une pression hydraulique sur les faces de la fissure,
- si une fissure est dirigée dans le sens contraire au roulement (surface rapide), l'arrivée du contact va vider le lubrifiant en pinçant la fissure et empêcher sa propagation.

En 1974, Michau et al [95] visualisent l'action du lubrifiant dans la fissure. Ils concluent que la viscosité de l'huile agit sur l'ouverture des fissures et que le processus de pénétration et de piégeage du lubrifiant est à l'origine de l'accélération du développement des fissures. En quelques milliers de cycles, des fissures amorcées en surface atteignent une profondeur de 10 mm environ supérieure à celle de Hertz.

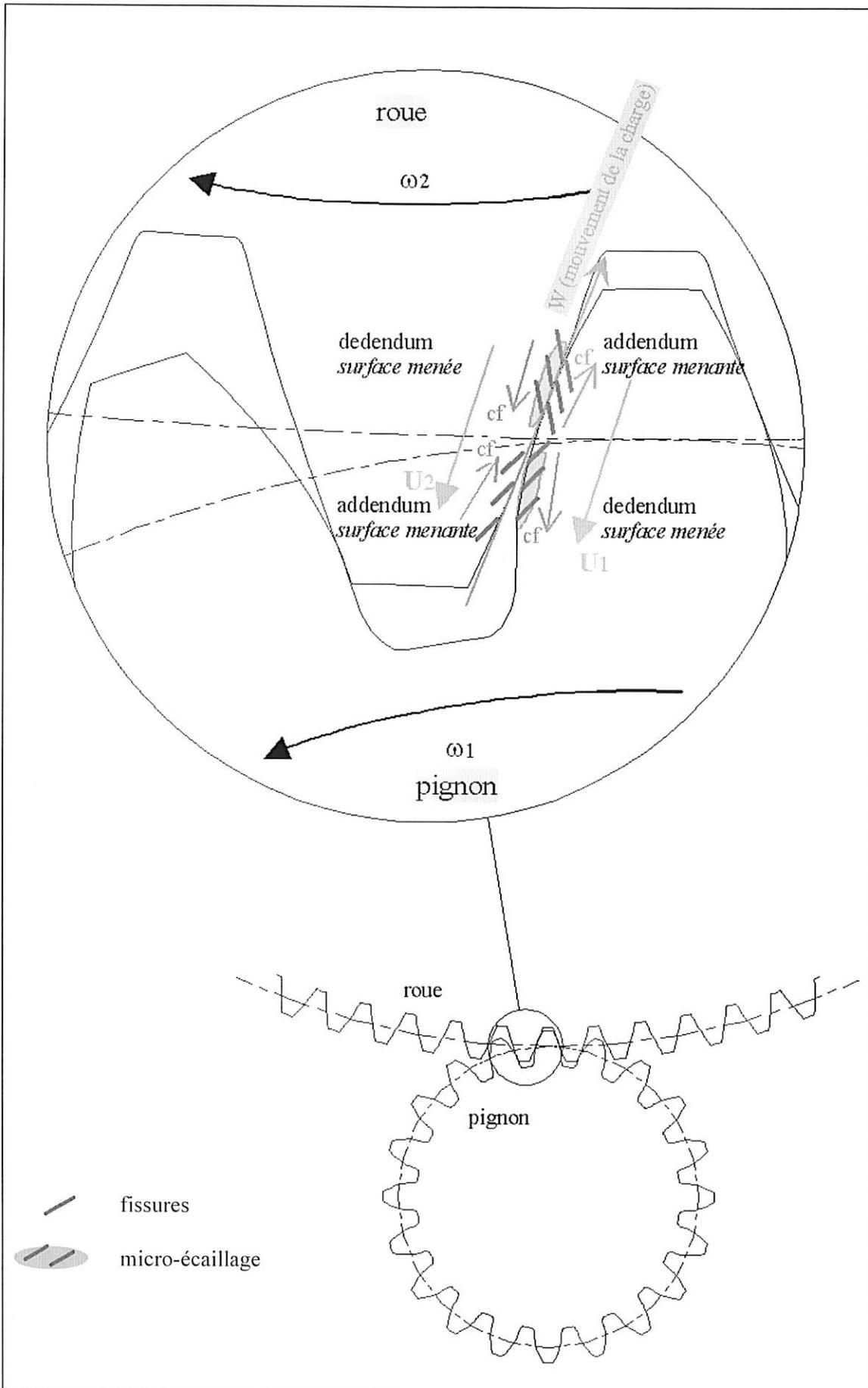


Fig. I.17 : Contact entre dents d'engrenage

4.2.2.2. Caractérisation

Les caractéristiques des écailles sont les suivantes :

- les écailles ont une forme de V (fig. I.18a),
- l'angle formé entre la fissure ayant conduit à l'écaillage et la surface est de 20-30° environ (fig. I.18b),
- ce type d'écaillage se développe généralement sur la surface la plus lente d'un contact soumis à du roulement et du glissement,
- la coupe d'une écaille en formation permet de voir que l'écaillage est en fait dû à la propagation vers la surface de branches secondaires issues de la fissure principale.

Les facteurs favorisant particulièrement le développement de ce type d'avarie sont:

- les défauts en surface préexistants (indents, marques de finition, endommagements dus à la rectification, endommagement de la structure près de la surface ou "pitting" provenant de la fabrication) (fig. I.18),
- le micro-écaillage,
- les efforts de traction en surface,
- les effets hydrauliques du lubrifiant.



a) Surface



b) Coupe

Fig. I.18 : Ecaillage amorcé en surface propagée en sous-couche [125]

4.2.3. MICRO-ÉCAILLAGE

Le micro-écaillage est observé essentiellement sur les surfaces de roulement des aciers. Il apparaît pour des régimes de lubrification micro-EHD, mixte ou limite. L'amorçage a lieu en peau (surface ou à proximité), où sont localisées les contraintes de cisaillement maximales. La propagation reste localisée vers la surface.

4.2.3.1. Processus d'endommagement

En fonction de l'épaisseur moyenne et de la rhéologie du lubrifiant, des contraintes dépassant les contraintes macroscopiques de Hertz peuvent se développer dans le contact (Cheng [17]). Pour une épaisseur

de film mince devant les rugosités, les contraintes dues aux aspérités deviennent prédominantes. Leibensperger et al. [77] utilisent la photoélasticité sur un contact hertzien rugueux pour déterminer la profondeur où les contraintes de cisaillement sont maximales. Les résultats montrent que les maxima sont situés très près de la surface, à une profondeur équivalente à la largeur d'un demi micro-contact entre 2 aspérités. Ces contraintes très élevées sont à l'origine de l'amorçage des microfissures précédant le micro-écaillage.

Dans le cas où les contraintes de cisaillement maximum dépassent une limite dépendante des propriétés du matériau, le processus d'amorçage et de propagation suivant intervient :

• *Phase d'amorçage :*

Il y a une accumulation précoce de déformations plastiques qui conduit à l'aplatissement des crêtes des aspérités. La surface prend une apparence lustrée à mesure que la topographie est graduellement mise à niveau. Finalement, seules quelques ondulations de grandes longueurs d'onde et des rayures présentes au fond des stries de finition subsistent. La surface et la peau sont fortement écrouies.

Un flux plastique alternatif produit des changements de structure à l'échelle des aspérités similaires à ceux subis en fatigue de roulement par un contact de Hertz macroscopique. Apparaissent alors les microfissures qui ont tendance à se développer parallèlement à la surface à des profondeurs comparables à celles des contraintes de cisaillement élevées à l'échelle des aspérités.

• *Phase de propagation :*

Des micro-écailles apparaissent quand les microfissures se propagent et prolifèrent. La surface devient criblée et de multiples micro-écailles peuvent se former.

4.2.3.2. Caractérisation

Une surface micro-écaillée présente :

- des *zones de la surface de contact lustrées* (les stries d'usinage ont partiellement ou entièrement disparu),
- des *microfissures à l'échelle des aspérités*,
- des *micro-écailles à l'échelle des aspérités*.

La fatigue amorcée en surface a surtout été étudiée en fonction de la rugosité des surfaces en présence d'efforts tangentiels dus au glissement dans le contact. Plus récemment, la fatigue en roulement pur a aussi fait l'objet d'analyses expérimentales (Cheng [19]). Les observations ont fait apparaître, qu'en roulement pur, du micro-écaillage pouvait être initié avec une morphologie et des mécanismes de formation spécifiques.

- en roulement plus glissement, la surface endommagée présente des micro-écailles en forme de V et des fissures transversales en surface. En sous-couche, la forme du fond des micro-écailles et les fissures montrent que la propagation s'effectue parallèlement au sens du roulement. Cheng et al [19] et Rabbe [109] montrent que la pente des fissures avec la surface est d'environ 20-30°.
- en roulement pur, les micro-écailles sont souvent situées le long de rainures de rectification (fig I.19).
- Les dimensions de ce type de dégradation sont de l'ordre de quelques dizaines de microns en surface et en profondeur de l'ordre de 10 à 50 microns.

Ces dimensions peuvent sembler très faibles mais il faut remarquer que les micro-écailles peuvent s'étendre sur toute la piste du contact, conduire à la perturbation des conditions de contact, donner de l'écaillage et finalement conduire à la rupture du mécanisme.

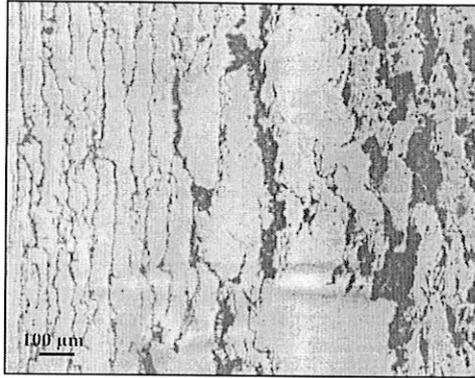


Fig. I.19 : *Micro-écailles obtenues par fatigue en roulement pur [21]*

- L'amorçage se situe donc soit en sous-couche autour de la contrainte maximale de Hertz, ou en peau dans les zones du matériau où apparaissent des micro-déformations plastiques. Cette localisation est dépendante de nombreux paramètres (inclusions, rugosité, frottement, charge).

- Les configurations diverses des avaries de fatigue après essais montrent que les mécanismes de propagation en surface dépendent fortement des effets des défauts de surface, de la traction et de la lubrification. En sous-couche, les effets des inclusions et de la charge sont prédominants. La propagation est une étape très complexe généralement considérée comme s'effectuant dans une direction précise dépendante des contraintes de cisaillement dans le matériau. De nombreuses ramifications et déviations de la fissuration, faisant probablement intervenir des mécanismes de formation plus complexes, ont été aussi observées et sont peut-être les véritables responsables de l'écaillage final.

- Différents auteurs se sont attachés à analyser l'influence de différents paramètres sur la durée de vie et sur l'aspect des endommagements. Les principaux facteurs considérés sont :

- la charge,
- les hauteurs de rugosité par rapport à celle du film de lubrifiant (Cheng et al [18, 19]),
- la dureté et la pureté du matériau en surface (Cheng et al [18], Clarke et al [24]),
- les effets tangentiels des forces de frottement (Cheng et al [19]),
- les effets du lubrifiant dans le contact (Kaneta et al [68], Michau et al [95]).

Dans la partie suivante, nous présentons l'influence de ces différents paramètres.

4.3. PARAMETRES INFLUENTS

Dans le développement de la fatigue de roulement, les propriétés des matériaux en présence, la géométrie du contact, la cinématique, les conditions de chargement, la température, les propriétés du lubrifiant ainsi que la topographie de la surface sont autant de paramètres à considérer.

4.3.1. INFLUENCE DE LA CHARGE

Dans un contact lisse, la charge est le principal paramètre agissant sur la durée de vie. Celle-ci peut être réduite par l'augmentation de la charge si la pression en surface ou pression de Hertz est supérieure à la pression limite conduisant à une durée de vie infinie [60].

Pour un contact lisse, la contrainte de cisaillement maximum est située en sous-couche et sa variation d'amplitude dépend de celle de la pression. Pour un contact rugueux, d'autres maxima de la contrainte de cisaillement apparaissent plus proches de la surface au droit des aspérités. L'amplitude des contraintes de cisaillement n'est plus seulement dépendante de la charge ou de la pression moyenne en surface mais aussi de la hauteur des rugosités. En présence de rugosités importantes, mêmes des charges faibles pourront être à l'origine d'avaries de fatigue.

Pour des régimes de lubrification micro-EHD, mixte ou limite, ce sont les influences combinées de la charge, des rugosités et du coefficient de frottement qui interviennent sur les modes d'endommagement.

4.3.2. INFLUENCE DES RUGOSITES

L'influence de la rugosité sur les modes d'endommagements en fatigue de roulement a fait l'objet de nombreuses études expérimentales depuis le début des années 70, leur objectif étant de mieux comprendre les mécanismes conduisant aux avaries de surface.

La plupart des expérimentations sont menées sur des machines de type bi-disques permettant de simuler les conditions de contact présentes soit entre les dents d'engrenages soit entre un rouleau cylindrique et la piste d'un roulement.

La rugosité est définie par son amplitude, sa longueur d'onde et son orientation par rapport à la direction du roulement.

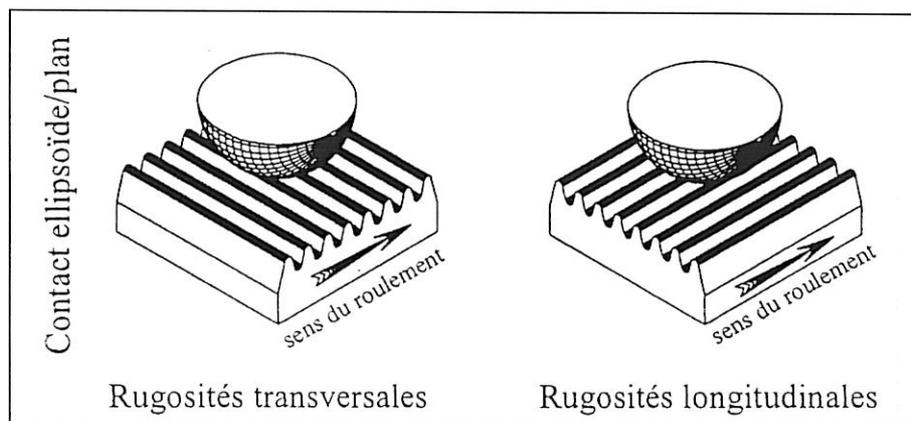


Fig.I.20 : Configuration du contact rugueux

L'amplitude des rugosités est couramment définie par rapport au paramètre Λ , rapport de la hauteur du film de lubrifiant sur celle de la moyenne quadratique des hauteurs des rugosités. Or de nombreuses expériences, dont celles récentes de Cheng, ont montré qu'une augmentation de la hauteur du film d'huile n'a

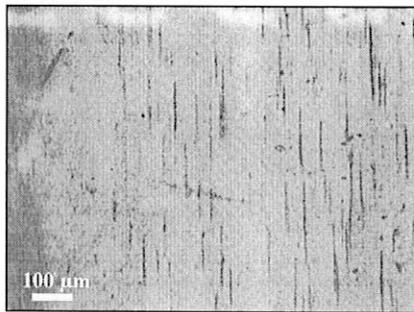
pas les mêmes effets qu'une diminution équivalente de la hauteur des rugosités. Il est donc hasardeux de comparer Λ quand h et σ varient en même temps. De plus, la frontière délimitant l'apparition du micro-écaillage en surface se situe généralement largement autour de 1 alors qu'en théorie elle devrait se situer autour de 10.

Les observations de surfaces rugueuses endommagées par fatigue de roulement publiées par Cheng et al [21] en 1995 montrent que la concentration et l'orientation du micro-écaillage obtenu sont des fonctions de l'amplitude des rugosités, de leur orientation, mais aussi de la dureté du matériau, de la viscosité du lubrifiant et des conditions cinématiques. Les essais ont été effectués entre un *disque* de rugosité soit transversale, soit longitudinale et un *échantillon* de rugosité longitudinale. Les principales remarques concernant les relations entre l'amplitude et l'orientation des rugosités et la concentration du micro-écaillage peuvent alors être résumées de la manière suivante :

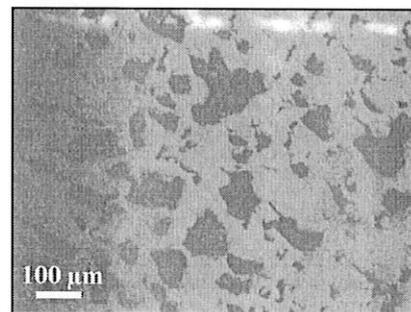
- Une amplitude faible des rugosités améliore la résistance au micro-écaillage même avec une dureté relativement faible du matériau (fig. I.21);
- Si Λ est faible, en fonction des duretés respectives des surfaces en vis-à-vis, les orientations longitudinale et transversale des rugosités du disque se révèle plus ou moins propice au micro-écaillage (fig. I.21b et fig. I.23a).
- Si Λ est plus élevé, le micro-écaillage est favorisé par une orientation longitudinale des rugosités même si la surface de l'échantillon a la dureté la plus faible.

En faisant varier les conditions cinématiques et les orientations des rugosités, Cheng et al mettent aussi en évidence dans la même publication que le micro-écaillage peut se développer suivant des directions différentes et donc avoir des morphologies variées. En effet,

- en roulement pur, l'orientation du micro-écaillage correspond à l'orientation des rugosités sur le disque rugueux,
- en roulement plus glissement, l'orientation des fissures en surface est toujours transversale.



a) $\Lambda = 0.661 / \sigma = 0.171$



b) $\Lambda = 0.320 / \sigma = 0.353$

Fig.1.21 : Influence de l'amplitude des rugosités (direction transversale des rugosités du disque) [19]

4.3.3. INFLUENCE DU FROTTEMENT

Tous les travaux sur la fatigue montrent que le frottement a un rôle prédominant sur la durée de vie et la fissuration même si les mécanismes influents ne sont pas encore complètement éclaircis.

L'introduction des forces tangentielles de frottement en surface a pour premier effet de rapprocher les maxima des contraintes de cisaillement maximales vers la surface et de modifier la texture de la surface avec apparition de phase blanche.

Le frottement a une influence directe sur la direction de la fissuration en surface (fig. I.22a et fig. I.22b). Cette remarque est illustrée par le fait que, quelle que soit l'orientation des rugosités en surface, en présence de frottement, seules des fissures transversales apparaissent sur les surfaces en contact.

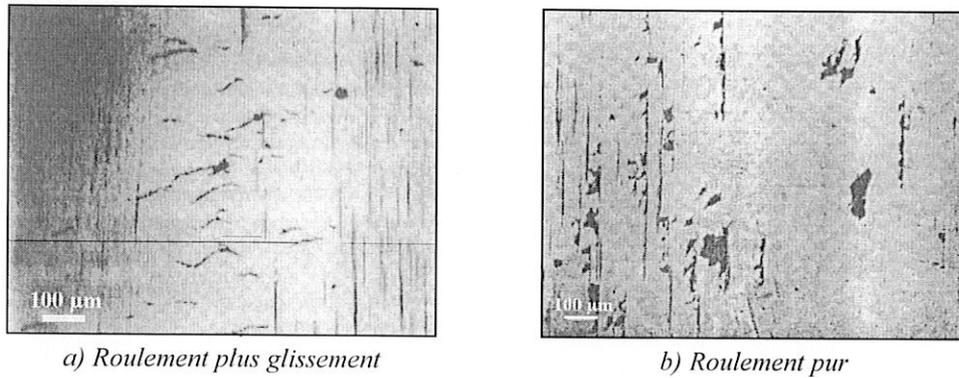


Fig. 1.22 : Influence du frottement sur l'orientation du micro-écaillage (direction longitudinale des rugosités du disque) [21]

D'autre part, dans un contact soumis à du glissement, la surface la plus lente développe préférentiellement du micro-écaillage (Webster [138]). La propagation d'une fissure amorcée en surface se produit dans la direction opposée aux contraintes tangentielles de cisaillement. A contrario, certaines publications considèrent que l'orientation des fissures amorcées en surface dépend du sens du roulement. Or des essais conduits récemment comme ceux que nous venons de citer précédemment contredisent cette affirmation. En effet, les observations menées sur les surfaces lentes et rapides de contacts ayant subi de la fatigue de roulement montrent que l'orientation est toujours la même par rapport au glissement mais qu'elle varie par rapport au roulement. Il semble d'après ces résultats que le sens du roulement ne doive pas être considéré comme le paramètre déterminant l'orientation des fissures amorcées en surface.

4.3.4. INFLUENCE DE LA DURETE

Les essais montrent que la dureté des surfaces doit être suffisamment élevée pour garantir la capacité de charge statique et la résistance à la fatigue.

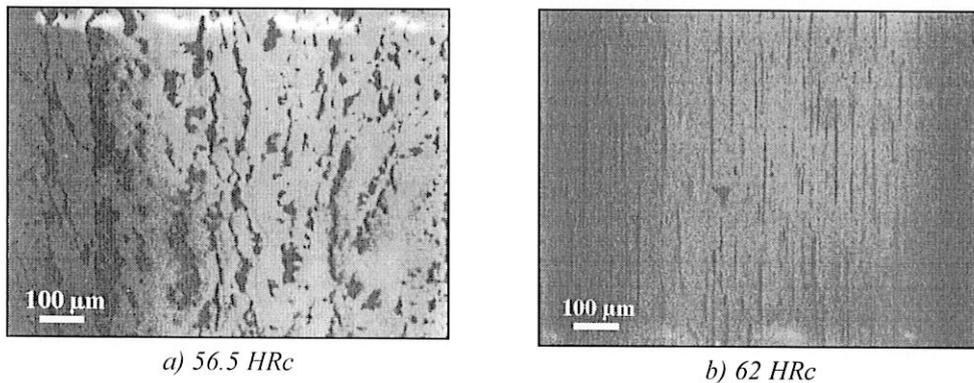


Fig. 1.23 : Influence de la dureté de la surface [19]

Des essais réalisés par Lorösch [82] sur du 100Cr6 ont montré qu'un intervalle de dureté optimum conduisait aux durées de vie les plus élevées. Pour le même matériau, dans le cadre d'essais sur la fatigue de roulement amorcée en surface, Cheng a montré que des échantillons de dureté élevée allant jusqu'à 62 HRc présentaient des fissures plus petites et une vitesse de propagation plus faible comparées à celles d'échantillons de dureté de l'ordre de 56.5 HRc (fig. 1.23).

Il faut noter que les échantillons de dureté plus élevée présentent des contraintes résiduelles de compression élevées en surface favorables à un rallongement de la durée de vie. Chez Cheng [20], deux disques de dureté 62.5 HRc et 56.6 HRc présentent respectivement des contraintes résiduelles de 670 MPa et de 170 MPa en surface.

Dans les cas de régimes mixtes ou limites, un taux d'usure élevé est favorisé par une faible dureté de la surface. Des études effectuées sur l'usure par Fan et al [42] et Clarke et al [24] montrent que l'usure peut stopper la fissuration sous certaines conditions de charge, dureté et configuration de fissures. L'usure peut avoir un effet favorable sur l'arrêt de la fissuration si la pression n'est pas trop forte, la dureté suffisamment élevée et la longueur des fissures limitée.

4.3.5. INFLUENCE DES INCLUSIONS

A l'origine de l'écaillage amorcé en sous-couche se trouvent souvent des inclusions (fig. I.24). Leur nocivité est renforcée par le fait qu'elles se trouvent dans une zone où les contraintes de cisaillement sont maximales. Comme il a été précédemment dit, l'incompatibilité de déformation entre inclusion et matrice est à l'origine de concentrations de contraintes qui peuvent être partiellement relaxées par des flux plastiques localisés liés à une émission de dislocations et à des mouvements dans l'interface matrice/inclusion (Chiu [22]). Sous chargement cyclique, l'interaction entre dislocations et précipités de carbures peut être responsable de la dégradation locale de la martensite en ferrite [113].

Les inclusions sont classées en 2 catégories suivant leur origine :

- les inclusions endogènes sont formées in situ et liées à la composition du métal liquide,
- les inclusions exogènes proviennent des laitiers et des réfractaires avec lesquels le métal est en contact lors de son élaboration.

Les inclusions correspondent à des combinaisons plus ou moins complexes d'oxydes, de sulfures ou de nitrures. Pour limiter la teneur en inclusions des aciers ou modifier leur composition et ainsi améliorer la durée de vie des aciers, plusieurs procédés ont été mis en place :

- les procédés d'élaboration en four électrique et par dégazage sous vide qui permettent de réduire la quantité d'oxydes et de nitrures,
- les procédés de refusion sous vide ou sous laitier électroconducteur qui permettent de réduire le taux des inclusions de petite taille de type aluminates de chaux ou silicates.

Une classification de la nocivité des inclusions peut être faite en fonction de leur nature. Les aluminates de chaux sont les plus nocives même en faible quantité. Les oxydes, silicates et nitrures sont intermédiaires alors que les sulfures sont inoffensives ou même bénéfiques surtout s'ils englobent les oxydes (Sanchette [113]). Les sulfures ne sont jamais cause d'avaries de fatigue.

De même, la forme, la taille et la répartition des inclusions ont aussi une influence. Les inclusions aux contours anguleux (aluminates de chaux et nitrures de titane) sont plus dangereuses que les alumines de forme sphérique. La nocivité augmente avec la taille des inclusions d'où les efforts constants pour réduire leur taille. Une corrélation existe aussi entre la répartition statistique des inclusions par rapport au champ de contraintes dans le massif et la nocivité de celles-ci (Rocher [111]).

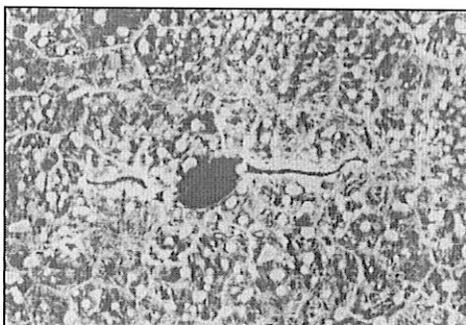


Fig. I.24 : Influence d'une inclusion sur l'amorçage de fissures (diamètre de l'inclusion = 5 μ m) [125]

Clarke et al [24] ont étudié le rôle des inclusions situées près de la surface sur l'écaillage de dents d'engrenages en 100Cr6. Les observations révèlent que des inclusions sont à l'origine d'avaries amorcées en

surface et particulièrement des inclusions d'alumine d'environ 10 μm de diamètre. Les résultats de ces travaux montrent que même des inclusions de faible taille peuvent avoir une influence sur la résistance à la fatigue d'engrenages fonctionnant sous un chargement élevé et des conditions de lubrification limite.

Concernant les carbures présents dans le M50, comme dans le cas des inclusions, leur nombre, leur taille et leur distribution ont une grande influence sur la durée de vie. Certains auteurs ont proposé des formules empiriques pour prévoir la durée de vie en fonction du nombre de carbure par unité de surface, de leur taille moyenne et de leur surface relative.

4.3.6. INFLUENCE DU LUBRIFIANT

La lubrification a une influence majeure sur la durée de vie du contact. Les caractéristiques physiques du lubrifiant : viscosité, piezoviscosité et thermoviscosité ont un rôle direct sur l'épaisseur du film d'huile et donc sur le régime de lubrification et la valeur du paramètre Λ .

Pour des conditions de fonctionnement données, en fonction des caractéristiques du lubrifiant, les régimes de lubrification peuvent aller du régime élastohydrodynamique au régime de lubrification limite. Cheng [21] a conduit des essais faisant apparaître une grande différence entre les endommagements obtenus avec une huile minérale de viscosité faible à basse température et une huile haute-pression de viscosité beaucoup plus élevée à même température. Les figures I.25a et I.25b montrent l'influence directe de la viscosité sur la résistance au micro-écaillage.

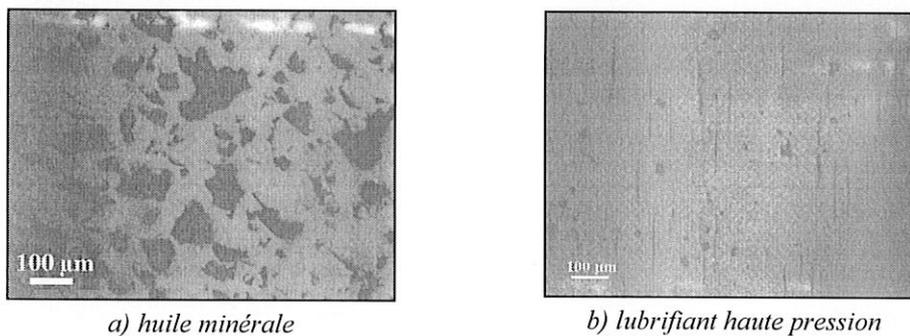


Fig. I.25 : Influence de la viscosité du lubrifiant [19]

La viscosité du lubrifiant a aussi un effet sur la propagation en profondeur des fissures amorcées en surface. Michau [96] montre que les huiles agissent de manières différentes suivant leur viscosité mais il ne conclut rien concernant les effets finaux sur la propagation.

La nature chimique du lubrifiant, plus particulièrement les additifs, jouent un rôle primordial dans l'amélioration de la résistance à la fatigue. Dans un contact, de nombreuses interactions ont lieu entre le lubrifiant et les surfaces. De plus, les conditions de fonctionnement (pression, température, ...) font que ces réactions sont favorisées. Ces phénomènes chimiques sont à l'origine de la formation de films protecteurs en surface [38]. En profondeur, ils agissent sur les faces des fissures créées.

De nombreux travaux ont été conduits dans la littérature sur l'influence des effets chimiques de la lubrification ([6], [59], [81]), mais la diversité des huiles et des compositions chimiques rend difficile toute généralisation. Littman et al [81] montrent que certains effets observés dans des conditions données avec un lubrifiant de composition chimique précise ne peuvent être reproduits dans des conditions de fonctionnement ou avec un équipement différents. En fait, la fatigue de roulement dépend de la combinaison de facteurs chimiques, physiques et de fonctionnement.

5. APPROCHES DE LA FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS

E.H.D.

Le développement de la fatigue de contact est un processus aléatoire qui provient de la distribution des défauts dans le matériau, des endommagements en surface, des particules dans le lubrifiant, etc... En essayant de mieux comprendre et de mieux prendre en compte tous ces paramètres, les recherches menées dans le domaine de la fatigue de roulement se sont orientées autour de 2 axes principaux.

- Le premier concerne la caractérisation de l'endurance d'un matériau. Il s'appuie sur la connaissance des propriétés mécaniques macroscopiques des matériaux. Il n'y a pas de distinction entre phase d'amorçage et de propagation et c'est la rupture finale qui est considérée comme la fin de la vie d'une pièce. Les travaux de Lundberg et Palmgren constituent la base de ce premier axe.
- Le deuxième axe s'appuie sur l'analyse des mécanismes de fissuration par des approches de types mécanique de la rupture ou théorie des dislocations. Les propriétés microscopiques du matériau peuvent être utilisées. Une distinction est faite entre les phases d'amorçage et de propagation.

5.1. CARACTERISATION DE L'ENDURANCE

Les facteurs principaux gouvernant la résistance à la fatigue sont la géométrie du contact, la matière brute du contact et son état, la charge appliquée, la lubrification, la traction entre les surfaces en contact. Même si les mécanismes ne sont pas toujours bien compris, les modèles de durée de vie caractérisant l'endurance des matériaux, s'appliquent à prendre en compte ces différents paramètres en fonction des résultats obtenus à partir de nombreux essais expérimentaux.

5.1.1. MODELES

Comme surface et matière contiennent des défauts de gravités variables, la durée de vie d'un élément roulant présente des variations statistiques correspondant à une distribution de type Weibull. Les caractéristiques d'une telle distribution sont le paramètre d'échelle (durée pour laquelle il y a une défaillance de 10% du groupe de roulement), le paramètre de dispersion ou pente de Weibull et la durée minimale ou paramètre de localisation moins utilisé que les précédents. L'application des calculs de probabilité sur des essais de fatigue conduisent à la loi fondamentale de la théorie de Weibull [55]:

$$\ln(1 - F) = - \int_V n(\sigma) dV$$

F : probabilité de rupture

σ : distribution de contraintes

V : volume à risque

$n(\sigma)$: caractéristiques du matériau

Des expériences ayant montré que des fissures amorcées dans la matière ne se propageaient pas toujours en écaillage, Lundberg et Palmgren ont fait l'hypothèse supplémentaire par rapport à Weibull que la rupture est fonction de la profondeur z_0 où la contrainte de cisaillement est la plus élevée. La probabilité de survie déduite de ces considérations est la suivante :

$$\ln \frac{1}{S} = f(\tau_0, N, z_0)$$

- S : probabilité de survie
 τ_0 : maximum de la contrainte de cisaillement
 N : nombre de cycles
 z_0 : profondeur de la contrainte de cisaillement maximum τ_0 .

En considérant un contact Hertzien où le volume à risque est limité par les dimensions de l'ellipse et par la profondeur z_0 , Lundberg et Palmgren [55] ont obtenu la relation suivante :

$$\ln \frac{1}{S} = A \frac{\tau_0^c N^e V}{z_0^h}$$

- A : facteur de normalisation (constante du matériau)
 c, e, h : exposants de Lundberg et Palmgren déterminés empiriquement

Le modèle de calcul de durée de vie de Lundberg et Palmgren présente les caractéristiques suivantes :

- la contrainte critique est la contrainte de cisaillement maximum,
- les charges au contact sont normales et sans traction,
- le mode de défaillance est l'écaillage amorcé autour d'inclusions situées à proximité de la contrainte de cisaillement maximum,
- la dureté caractérise les matériaux,
- les statistiques de Weibull sont utilisées pour décrire la dispersion.

Pour tenir compte des évolutions de la technologie, les modèles de Lundberg et Palmgren ont été affinés par l'introduction de facteurs de correction a_1, a_2, a_3 . La durée de vie nominale L_{na} est déduite de la durée de vie L_{10} par la relation :

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}$$

- a_1 : facteur de fiabilité
 a_2 : facteur relatif au matériau et aux procédés de fabrication
 a_3 : facteur relatif aux conditions de fonctionnement

Par ailleurs, des essais d'endurance effectués dans des conditions optimales avec des matériaux de très haute qualité, ont montré qu'une durée de vie virtuellement infinie pouvait être considérée. Cette augmentation considérable des durées de vie expérimentales de roulements est à la base du nouveau modèle de Ioannides et Harris [60]. Ils postulent qu'il existe un critère s'appuyant sur une contrainte seuil en-dessous de laquelle la défaillance ne se produit pas. Ils considèrent également dans ce critère que la probabilité de survie et la durée de vie sont reliés par une relation statistique de type Weibull.

Pour un élément de volume ΔV_i suffisamment grand pour contenir beaucoup de défauts, la probabilité de survie ΔS_i au bout de N cycles est la suivante :

$$\ln \frac{1}{\Delta S_i} = A_i N^e H(\sigma_i - \sigma_{ui}) (\sigma_i - \sigma_{ui})^c \Delta V_i$$

- σ_i : critère de fatigue
 σ_{ui} : seuil du critère de fatigue pour chaque élément de volume
 e, c : paramètres du matériau
 A_i : coefficients de normalisation de la probabilité de survie

Pour tenir compte de la profondeur à laquelle apparaît la fissure de fatigue, Ioannides et Harris effectuent une pondération des probabilités de chaque volume par un terme $(z_i)^{-h}$ où z_i est la profondeur moyennée pondérée. A la limite, la probabilité de survie du volume entier est donnée par la relation :

$$\ln \frac{1}{S} = \bar{A} N^e \int_V H(\sigma - \sigma_u) \frac{(\sigma - \sigma_u)^c}{z^h} dV$$

- A : constante moyenne

- h : paramètre matériau
 σ : critère de fatigue
 σ_u : seuil de limite d'endurance
 z' : profondeur moyenne pondérée par la contrainte
 V : volume à risque où $\sigma > \sigma_u$

Ce modèle permet de tenir compte des particularités du matériau par l'intermédiaire d'une valeur seuil en fatigue σ_u . Il s'adapte aussi à la distribution du champ de contraintes dans le massif dépendante des conditions de fonctionnement (lubrification, frottement) et de la géométrie du contact. Il permet par exemple de traiter le problème de l'influence des indentations dans un contact (Sayles et Ioannides [114], Lubrecht et al [88]) car il permet de prendre en compte des défauts localisés de la surface.

Tallian [122] a aussi mis en place un modèle élargissant la base théorique de Lundberg et Palmgren. Celui-ci permet d'intégrer les caractéristiques de la matrice, la répartition de la gravité des défauts dans le solide et en surface, la traction en surface. Il utilise la contrainte de cisaillement maximum comme critère de plasticité et la loi de propagation de Manson et Coffin de la forme :

$$C \frac{dA}{dN} = \left(\frac{\gamma}{D} \right)^\zeta$$

- C : constante
 A : taille de la fissure
 N : nombre de cycles
 γ : déformation plastique
 D : ductilité du matériau
 ζ : exposant de la loi Coffin-Manson

Il considère que la surface et la sous-couche sont propices à 2 processus de fatigue indépendants. La probabilité de survie aux deux modes de défaillance est alors déduite des probabilités de survie en sous-couche et en surface par l'expression :

$$\ln S = \ln S_{sc} + \ln S_s$$

- S_{sc} : probabilité de survie en sous-couche
 S_s : probabilité de survie en surface

Les modèles de durée de vie développés actuellement introduisent de nouveaux concepts par rapport à la théorie de Lundberg et Palmgren. Ils permettent de prendre en considération les conditions de fonctionnement actuelles en restant fondés sur une démarche statistique. Parallèlement à la recherche de modèles plus performants, la recherche de critères est une étape essentielle pour une meilleure approche de la durée de roulements.

5.1.2. CRITERES

La détermination d'un critère correspond à celle d'une fonction critique en relation avec le taux d'accumulation des avaries ou avec le nombre de cycles de charge jusqu'à défaillance. Etant donné que les essais servant de base à la détermination des critères présentent une dispersion élevée, la formulation de ceux-ci doit utiliser un indicateur d'endommagement définissant la frontière d'un domaine indépendant de la structure. La formulation générale d'un critère est la suivante :

$$\tau + a\sigma < b$$

- τ : contrainte de cisaillement dans le matériau,
- σ : contraintes normales dans le matériau,
- a, b : constantes fonctions du matériau et du nombre de cycles, déterminées expérimentalement.

Les critères utilisés en fatigue sont principalement issus de 2 familles définies à partir des contraintes équivalentes de Tresca et de Von-Mises.

5.1.2.1. Critères de résistance

Ils définissent un état limite correspondant à l'apparition des premières déformations globales permanentes dans le matériau.

Le critère de Tresca considère que la transition élasto-plastique a lieu quand la contrainte de cisaillement maximum τ_{\max} dépasse une valeur limite τ_{\lim} :

$$|\tau_{\max}| < \tau_{\lim}$$

Le cisaillement maximum est défini comme étant le plus grand des cercles de Mohr, d'où :

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \max |\sigma_i - \sigma_j| \quad i=1,3; j=1,3$$

Le critère de Von Mises considère que la transition élasto-plastique est liée à la contrainte octaédrique τ_{oc} . Le domaine élastique est donc défini par :

$$\tau_{oc}^2 < \tau_{\lim}^2$$

Ce critère est calculé de telle manière que la contrainte équivalente donne la même énergie de déformation ω que le tenseur des contraintes. Soit, pour un matériau satisfaisant la loi de Hooke, ω peut s'exprimer en fonction de ε_{ij} et σ_{ij} respectivement tenseurs des déformations et des contraintes :

$$\omega = \frac{1}{2} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij}$$

Les parties déviatorique ω_d (énergie de distorsion) et sphérique ω_s (énergie de déformation associée à la partie sphérique) peuvent être séparées :

$$\omega_d = \frac{1}{4\mu} \tau_{oc}^2 \quad \omega_s = \frac{3}{2} \sigma_m \varepsilon_m$$

Le critère de Von Mises peut s'exprimer par $\omega_d < \omega_{d\lim}$. L'énergie de distorsion ω_d s'écrit :

$$w_d = \frac{1+\nu}{6E} \left\{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right\}$$

5.1.2.2. Critères de fatigue polycyclique

Les critères de Tresca et de Von Mises sont à l'origine de la formulation d'autres critères utilisés dans le cas de la fatigue polycyclique. A partir de la théorie de Tresca ont été mis en place les critères de Stuley-Cummings, Findley, Mataka.... A partir de celle de Von Mises peuvent être cités les critères de Sines, Papadopoulos, Crossland, Marin,....

En général, ces critères utilisent les notions de composantes moyennes σ_{moy} et alternées σ_{alt} du champ de contraintes en considérant que c'est l'alternance autour de la valeur moyenne qui endommage le matériau :

$$\sigma = \sigma_{\text{moy}} + \sigma_{\text{alt}}$$

La fatigue de roulement se passe dans le domaine macroscopique élastique. Cependant à l'échelle microscopique, le matériau n'étant pas homogène mais constitués de grains, la contrainte locale peut dépasser la limite élastique pour certains grains mal orientés. Pour répondre à ce problème, Dan-Vang [29] et Papadopoulos proposent une formulation des critères d'amorçage au niveau microscopique.

Pour résumer succinctement son approche, Dan-Vang distingue les grandeurs macroscopiques et microscopiques des contraintes. Quand un grain est bloqué par ses voisins, il suppose que le cristal s'adapte rapidement et travaille à déformations imposées, le cycle des contraintes microscopiques se symétrisant. Une fissure peut alors s'amorcer au niveau du grain qui sortira de son état d'adaptation et il y aura transition élasto-plastique. Dan-Vang propose un critère utilisant des valeurs locales courantes :

$$|\tau(t) + ap(t)| \leq b$$

- $\tau(t)$: valeur courante du cisaillement,
- $p(t)$: valeur courante de la pression hydrostatique par hypothèse égale à la pression hydrostatique macroscopique,
- a, b : constantes déterminées expérimentalement.

$\tau(t)$ est calculé différemment si le chargement est proportionnel ou complexe. Le chargement est dit proportionnel si les cisaillements macroscopique et microscopique sont reliés par l'ajout d'un cisaillement résiduel τ^* provenant de l'adaptation du cristal :

$$\tau_{micro}(t) = \tau_{macro}(t) + \tau^*$$

Dans le cas d'un chargement complexe, les directions principales et la matrice d'orientation du système de glissement ne sont pas fixes au cours du temps. Sur une facette de normale \vec{n} , le critère s'écrit :

$$\|\tau(n)\| - \tau_y \leq 0$$

- τ_y : limite d'élasticité du cristal en cisaillement,

Le critère nécessite une double maximisation :

$$\max_n \left\{ \max_t \left[\|\tau(n,t)\| + a^* p(t) \right] \right\} \leq b$$

Ce critère est relié à la théorie de Tresca d'un point de vue microscopique. Il est le seul à fournir la charge critique, l'emplacement et la direction de la fissure initiale. Cette approche conduit cependant à des temps de calcul très élevés. Pour palier cet inconvénient, Dan-Vang a proposé un deuxième critère basé sur la contrainte octaédrique mais ne fournissant pas la direction d'amorçage.

La représentation des couples (τ, p) définis en chaque point du matériau permet de comprendre le phénomène de l'endommagement. Le critère définit 2 droites dans ce plan formant les limites d'endommagement du domaine : $\tau + ap = b$ et $\tau - ap = -b$. Ce sont les points voisins de ces droites qui sont susceptibles d'être les plus endommagés (fig. I.26).

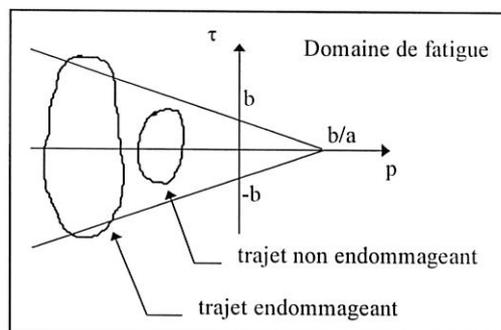


Fig. I.26 : Représentation des couples (τ, p) [29]

Papadopoulos a aussi proposé un critère voisin de celui de Dan-Vang utilisant non pas les valeurs courantes mais les valeurs maximales du cisaillement local et de la pression hydrostatique :

$$|\tau(t)|_{\max} + a^* p(t)_{\max} \leq b$$

- Il existe encore d'autres critères qui peuvent s'ajouter à ceux cités ici. D'une manière générale, les formulations se ressemblent et consistent en des combinaisons de contraintes faisant ressortir telle ou telle

influence (cisaillement maximum, amplitude maximum du cisaillement, pression hydrostatique,...). Par la suite, pour la détermination de durées de vie, nous utiliserons un critère basé sur la contrainte de cisaillement maximum et la pression hydrostatique.

5.2. MECANISMES DE FISSURATION

Les études de caractérisation des mécanismes de fatigue de contact se sont attachées dans un premier temps au rôle des inclusions dans les massifs. Par la suite, la qualité des matériaux s'étant améliorée, le problème de l'amorçage en surface devient prédominant.

En 1966, Littman et Widner [79] ont étudié l'évolution de la fatigue en présence de défauts de surface. Les résultats montrent que les défauts de surface (rainures de rectification, micro-écaillage, indents) sont à l'origine d'avaries de fatigue caractéristiques. Récemment, Cheng et al [17, 18, 19] ont caractérisé plus précisément les mécanismes de fatigue amorcée en surface. Ils ont introduit des défauts artificiels définis en surface par indentation et par électroérosion. Les essais sont associés à des modélisations du problème de contact tenant compte des défauts dans le contact et à des modèles sur la fissuration.

Les moyens d'analyse et d'observation jouent un grand rôle dans la compréhension des mécanismes de fatigue. Parmi les techniques d'observation non-destructives, les techniques d'échographie par ondes ultrasonores [50] apparaissent comme particulièrement adaptées pour la détection des micro-hétérogénéités dans le matériau et donc pour l'observation au cours du temps de la progression de la fatigue en sous-couche. D'autres méthodes comme la photoélasticimétrie [73] permettent également une visualisation et compréhension des phénomènes. Le suivi non-destructif des avaries peut aussi être assuré par microscopie optique, électronique à balayage ou électronique à transmission. La visualisation de la formation de cellules de dislocations juste sous la surface peut même être effectuée grâce à des techniques basées sur l'émission acoustique du matériau (Yoshioka [144]).

L'aboutissement de ces essais est la caractérisation des modes d'amorçage et de propagation (modes de sollicitation, vitesses) ainsi que des influences respectives des paramètres d'essai.

5.2.1. MODELES

Les mécanismes de fissuration de fatigue sont présentés généralement à travers 2 approches : la mécanique linéaire de la rupture et la théorie des dislocations.

5.2.1.1. Mécanique linéaire de la rupture

Elle consiste en l'étude de la rupture fragile dans le cas des matériaux élastiques linéaires. Cette approche s'applique uniquement au cas de la propagation des fissures longues quand les phénomènes de plasticité macroscopique dans la structure sont limités autour des fissures amorcées. Elle s'appuie sur la détermination du champ de contrainte et de déformation au voisinage des défauts et sur l'évaluation des risques de rupture pour prévoir la durée de vie. Plusieurs modes de propagation pouvant se superposer sont répertoriés :

- Mode I ou mode d'ouverture : le déplacement des faces de la fissure s'effectue perpendiculairement à celles-ci (fig. I.27a).
- Mode II ou mode de glissement droit : le déplacement des faces de la fissure s'effectue parallèlement à celles-ci et perpendiculairement au front de fissure (fig. I.27b).
- Mode III ou mode de glissement vis : le déplacement des faces de la fissure s'effectue parallèlement à celles-ci et au front de fissure (fig. I.27c).

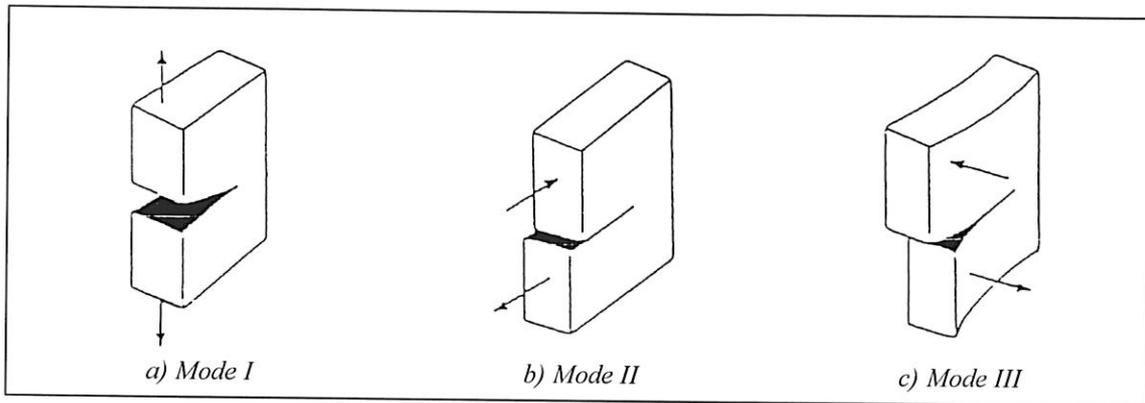


Fig. 1.27 : Modes de propagation des fissures [14]

Pour déterminer la durée de vie d'une structure soumise à des contraintes cycliques, la mécanique de la rupture calcule la vitesse de propagation des fissures supposées présentes dans le matériau. Elle utilise pour cela des facteurs d'intensité de contrainte en fond de fissure qui dépendent uniquement des sollicitations extérieures et de la géométrie de la fissure. Ces facteurs sont notés K_I ou K_{II} ou K_{III} suivant le type de sollicitation.

Les risques de propagation sont définis à partir de critères de propagation. La vitesse de propagation correspond à l'allongement de la fissure par cycle et dépend de l'amplitude ΔK , différence entre les facteurs d'intensité de contrainte obtenus pour les niveaux de charge P_{\max} et P_{\min} du cycle de fatigue. En tout, trois régimes de propagation peuvent être observés (Rocher [111]) :

- un régime de propagation nulle ($\Delta K < K_{\text{seuil}}$),
- un régime de propagation lente où la loi de Paris s'applique ($\Delta K > K_{\text{seuil}}$),
- un régime de propagation rapide ($K \rightarrow K_C$).

La loi de Paris permet d'exprimer la vitesse d'allongement de la fissure par rapport au nombre de cycles en fonction des facteurs d'intensité de contrainte en bout de fissure et des caractéristiques des matériaux.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^n$$

a : taille fissure
N : nombre de cycles
C, n : paramètres du matériau

La déviation des fissures de leur orientation initiale a été souvent observée dans les aciers (Rabbe [109]). La mécanique linéaire de la rupture permet d'accéder aux angles de déviation pour des chargements spécifiques par l'application de critères de déviation (Erdogan et Sih [41]).

Récemment, Dubourg [33] a développé un modèle permettant de reproduire le comportement de la fissure et de déterminer les facteurs K_I , K_{II} ainsi que le tenseur des contraintes dans le milieu fissuré.

5.2.1.2. Théorie des dislocations

Elle correspond à une approche de la métallurgie et de la physique. A l'origine, le concept a été introduit pour expliquer les phénomènes de plasticité dans les cristaux. Cette théorie, basée sur des considérations microstructurales, permet d'aborder la phase d'amorçage et la phase de propagation des fissures de fatigue.

- L'amorçage s'effectue par mouvement de dislocations le long des bandes de glissement, le long de joints de grain ou à l'interface avec des inclusions. La fissuration s'amorce quand la densité de dislocations atteint une taille critique (Champaud [14]). L'hypothèse de base est que 2 dislocations coins de signes opposés peuvent créer une fissure si la distance entre elles est suffisamment faible.

- La propagation est modélisée par l'émission de dislocations situées dans la zone plastique localisée en pointe de fissure.

Les modes de fissuration sont associés aux modes d'émission de dislocations coins dans le cas des modes I et II ou de dislocations vis dans le cas du mode III. Sous certaines conditions de chargement, la théorie des dislocations permet d'approcher quantitativement la vitesse de propagation des fissures ainsi que la déviation des fissures par rapport à leur orientation d'origine.

Pour plus de précisions concernant l'application de la théorie des dislocations à la fatigue de roulement dans les contacts hertziens se reporter aux travaux effectués au laboratoire de G.E.M.P.P.M. par Champaud [14], Rocher [111] et Sanchette [113].

- Les 2 approches de la mécanique de la rupture et de la théorie des dislocations permettent de donner des interprétations des mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures de fatigue. Le choix entre ces approches dépend essentiellement de la taille des fissures par rapport à la taille caractéristique de la microstructure du matériau ainsi que par rapport à la taille de la zone plastique présente dans le matériau autour de la fissure.

Dans la littérature, les mécanismes d'apparition des 3 types d'avaries de fatigue répertoriés pour les aciers à roulement de type M50 ou 100Cr6 reprennent fréquemment les considérations émises par ces 2 théories.

5.2.2. APPLICATION A LA FATIGUE DANS LES CONTACTS EHD

5.2.2.1. Amorçage

Dans les années 60, le rôle du mouvement des dislocations a été envisagé dans l'amorçage des avaries de fatigue (Martin et al [92]). Depuis le début des années 80, une modélisation de l'amorçage basée sur la théorie des dislocations a été mise en place par Mura et al [100], Vincent et al [134]).

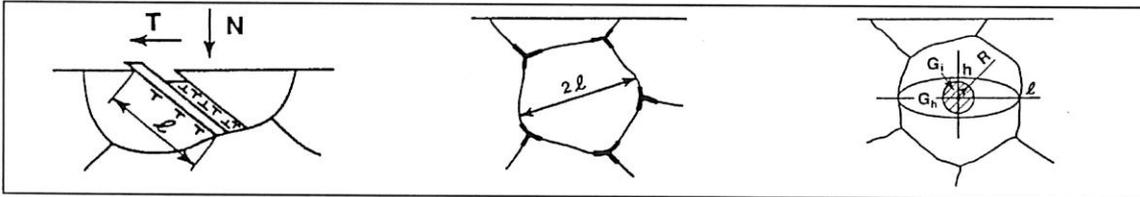


Fig. I.28 : Sites d'amorçage de micro-fissures [144]

Le thème commun entre ces différents travaux est le concept d'empilements de dislocations le long de bandes de glissement permanentes. Le mouvement alterné du flux plastique à l'intérieur des bandes de glissement dû au passage de la charge est modélisé par des dislocations de signes opposés se déplaçant sur 2 couches proches. L'empilement est associé au phénomène d'extrusion et d'intrusion d'un dipôle de dislocations au cours d'un cycle. Le nombre de cycles à l'amorçage d'une micro-fissure dépend du site : grain, joint de grain, interface avec inclusion (fig. I.28). Il est atteint quand l'énergie de déformation due aux dislocations accumulées après n cycles atteint une valeur critique.

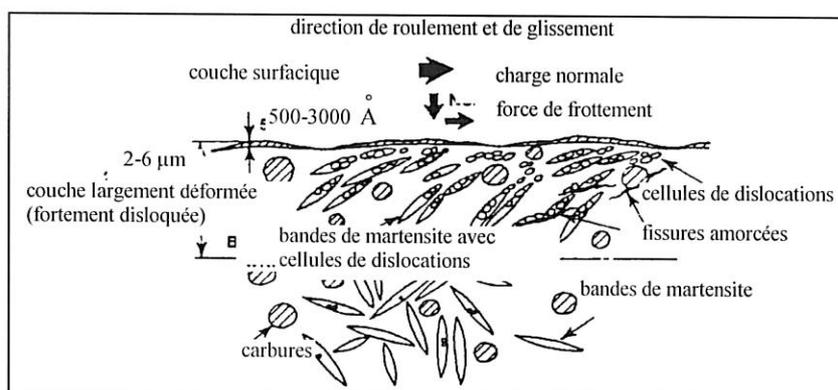


Fig. I.29 : Structure d'un acier avec cellules de dislocations (M50) [144]

Dans le cas de la fatigue de roulement, Zhou [144] a mis en évidence les transformations dans la matrice près de la surface (fig. I.29).

En sous-couche dans les zones où la contrainte de cisaillement cyclique est élevée, l'émission de dislocations à l'origine de l'amorçage est induite par l'incompatibilité de déformation entre matrice et inclusion. La création de dislocations est alors nécessaire à l'interface inclusion-matrice. L'augmentation de l'incompatibilité entre phase blanche et matrice provoque une extension de la phase blanche (Champaud [14]).

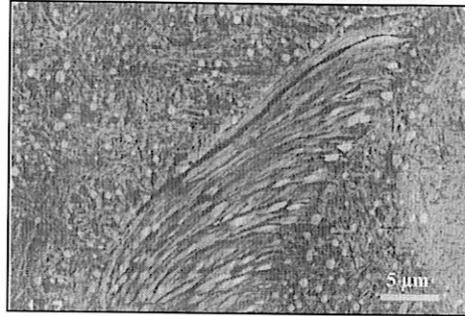


Fig. I.30 : Papillon de phase blanche et fissures [125]

Si le taux de dislocations est supérieur à une valeur critique, l'amorçage de fissures peut avoir lieu dans la direction préférentielle correspondant à celle de la contrainte de cisaillement maximum τ_{\max} (fig. I.30).

A proximité de la surface ou en surface, dans le cas d'une lubrification micro-EHD, mixte ou limite, les contraintes de cisaillement dues aux aspérités deviennent prédominantes. Les observations montrent la formation de couches déformées avec présence de déformation plastique, de cellule de dislocations et de microfissures près la surface (fig. I.31).

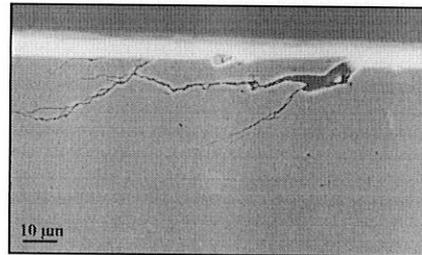


Fig. I.31 : Micro-fissures [36]

Les essais expérimentaux conduits par Cheng sur l'amorçage de micro-écaille induit dans un contact rugueux en roulement pur montrent que l'amorçage a probablement lieu en surface en mode I sous l'effet de contraintes de traction et en peau en mode II, sous l'effet des contraintes de cisaillement élevées (fig. I.32).

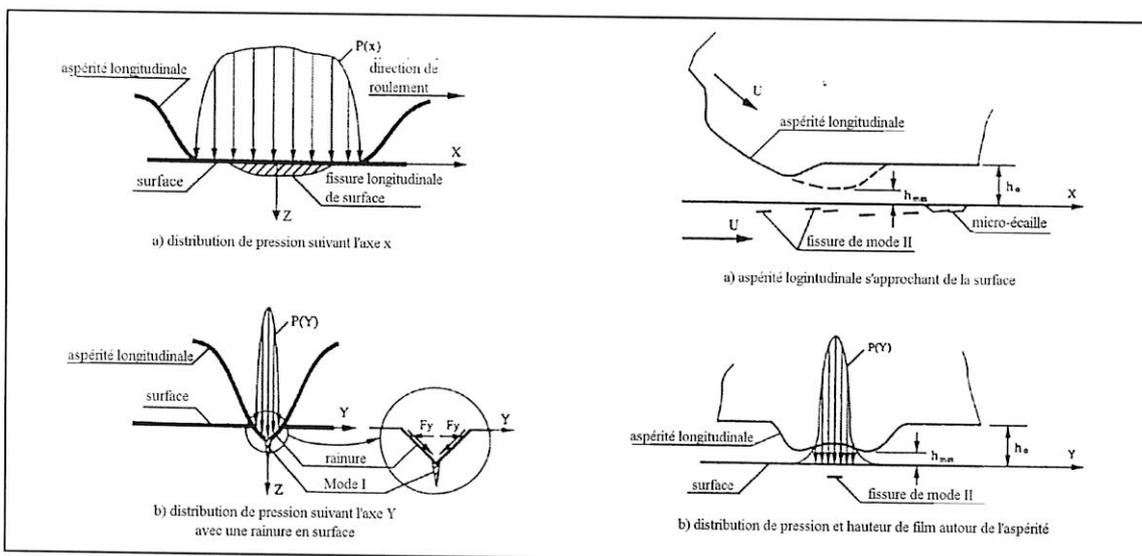


Fig. I.32 : Amorçage de fissures en surface et à proximité [20]

Dans le cadre de l'étude de l'amorçage en surface, Yamashita et al [142] ont développé un modèle basé sur les mécanismes modélisés par Mura et al [100] permettant de voir l'influence d'une aspérité présente dans un contact hertzien. Ils ont mis en évidence le développement de fissures par les modes I et II. Le mode I est dû à l'existence de contraintes de tension en surface vers les bords du contact sur une zone très mince. Suivant la longueur de la micro-fissure, deux modes de fissuration peuvent être alors considérés :

- le mode I pour des fissures très courtes,
- le mode II pour des tailles plus importantes de fissures.

5.2.2.2. Propagation

Les mécanismes de propagation ont fait l'objet d'études expérimentales systématiques surtout depuis les années 80. Parallèlement des modèles basés sur la mécanique de la rupture et la théorie des dislocations ont été développés :

- dans des modèles bi-dimensionnels, la fissure existante est représentée par une distribution de dislocations ([Keer et Bryant [72], Keer et al [71], Miller [99], Bower [10]). Les facteurs d'intensité de contraintes sont calculés à partir du champ de déplacements dû à l'accumulation des dislocations et à l'émission de dislocations en pointe de fissure;
- les modèles tridimensionnels appliqués au problème de la propagation à partir de la surface et récemment mis en place par Kaneta, Murakami et Yatsuzuka [66], utilisent la mécanique de la rupture et la méthode des éléments frontières qui permettent à partir des contraintes et déplacements sur la frontière d'aboutir au champ de contraintes en tout point du domaine délimité par la frontière.

Les facteurs déterminants dans la propagation sont :

- les contraintes locales dues au chargement EHD,
- la géométrie de la fissure (orientation, longueur, localisation dans le contact) [10],
- le frottement entre les lèvres de la fissure [99].

Xiaogang et al [141] ont étudié les différents stades d'amorçage et de propagation de fissures de sous-couche dans le cas particulier d'un contact roulant cimenté. Il ressort de leur étude que la propagation est constituée de plusieurs étapes, une phase de propagation stable en profondeur suivant le mode II et une phase où se forment des branches et des ramifications vers la surface suivant le mode I (fig. I.33). Cet aspect de la ramification des fissures et du passage de la propagation du mode II en mode I est une étape importante car il semble conduire à l'écaillage. Les conditions cinématiques de ces expériences sont mal explicitées, en particulier la valeur du frottement. L'influence de ce paramètre ne peut donc pas être quantifiée.

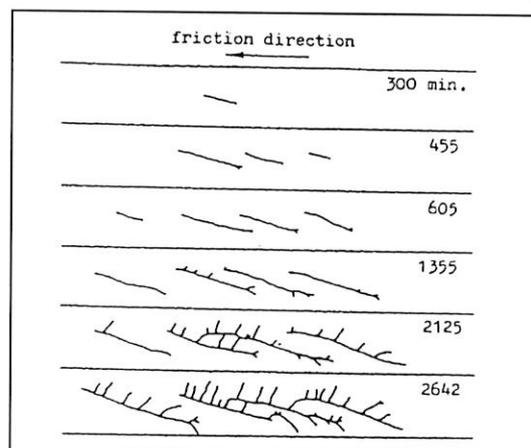


Fig. I.33 : *Propagation et ramifications de fissures amorcées en sous-couche* [141]

La propagation ne fait pas toujours suite à l'amorçage. Des observations conduites par Rocher [111] montrent qu'une première phase de propagation, détectée par signaux ultrasonores, peut être suivie par une phase de fermeture et l'arrêt de la propagation de la fissure. Ici interviennent les singularités microstructurales, la zone de repos du champ de contrainte macroscopique ainsi que le frottement.

La mécanique de la rupture permet d'obtenir des angles de déviation des fissures lors du passage d'une sollicitation en mode II à une sollicitation en mode I. Dans le cas de la propagation d'une fissure initialement parallèle à la surface soumise à un champ de Hertz, Miller [99] trouve un angle de déviation de 60° dû à la propagation en mode I. Néanmoins, il conclut que le passage en mode I est moins probable que la propagation en mode II selon l'orientation initiale, la déviation des fissures pouvant être favorisée par la microstructure et particulièrement par la présence de bandes de ferrite orientées à 30° correspondant aux bandes de phase blanche. L'orientation de la fissure initiale considérée dans cette étude ne correspond pas à celles communément rencontrées dans la fatigue de roulement. De plus, comme dans la plupart des études faites sur la propagation des fissures, la longueur de celle-ci est très importante, du même ordre de grandeur que celui du contact. Il est probable qu'à cette longueur, la fissure dans le massif est déjà sous orientation définitive. D'ailleurs, Miller ne conclut rien concernant l'orientation finale des fissures mais il met en lumière qu'une fissure peut parfaitement changer d'orientation sous l'effet du mode I lorsqu'elle est soumise au passage d'un contact hertzien.

Concernant la taille de microfissures amorcées sur des surfaces rugueuses, Yamashita [142] constate que celle-ci est limitée à quelques microns de profondeur, la propagation se faisant préférentiellement vers la surface. En effet, près de la surface, la propagation est favorisée par un gradient de cisaillement très élevé. Par contre, celui-ci s'atténue rapidement à quelques microns sous la surface. La propagation qui ne peut s'effectuer que sous l'effet de contraintes importantes est alors stoppée.

La propagation de microfissures amorcées en surface peut être fortement favorisée par les effets des contraintes de traction et les effets hydrauliques du lubrifiant. La propagation en profondeur semble en effet conditionnée par la possibilité pour le fluide de pénétrer ou de rester à l'intérieur de la fissure. Les modélisations et les observations développées sur ce sujet sont nombreuses. Elles montrent dans leur ensemble que la pénétration du fluide dépend des paramètres suivants (fig. I.34) :

- sens du mouvement de la charge,
- sens du frottement en surface,
- inclinaison de la fissure par rapport à la surface.

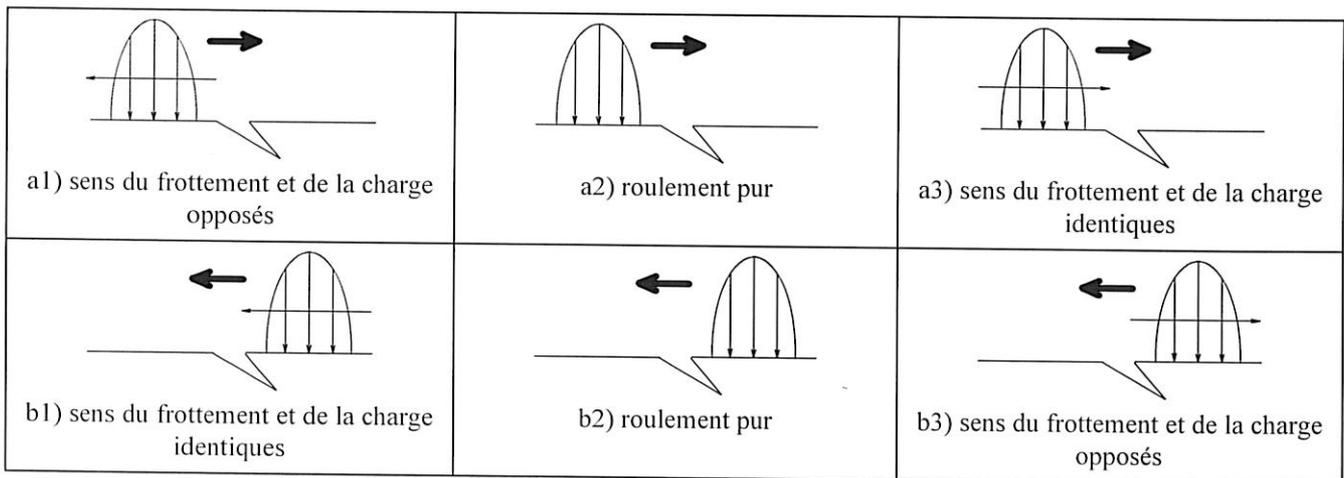


Fig. I.34 : Combinaison des facteurs : sens du mouvement, sens du frottement et inclinaison de la fissure

La figure I.34 montre toutes les configurations envisageables d'orientation d'une fissure par rapport au sens de déplacement de la charge et au sens du frottement. Tous les cas présentés ne sont pas favorables au développement de fissures en profondeur. En fait, en considérant les résultats de différentes modélisations, seules les configurations I.34a1 à I.34a3 semblent propices à la propagation en profondeur. Quant aux résultats expérimentaux, ils mettent véritablement en avant un seul cas où les fissures amorcées en surface se propagent

en sous-couche [119] (fig. I.34a1). Ces résultats peuvent être rapprochés des observations faites sur les dents d'engrenages où le creux présente des fissures propagées et du micro-écaillage contrairement à la saillie.

Le coefficient de frottement est un paramètre primordial dont l'influence varie en fonction des modélisations adoptées dans la littérature. En effet, les premières modélisations entreprises [69] se sont attachées à décrire l'évolution de fissures présentes dans des contacts linéiques (fig. I.35a), les plus récentes s'intéressant au cas des contacts elliptiques et circulaires [70] (fig. I.35b). Pour les modèles linéiques, la propagation est possible uniquement si le coefficient de frottement est opposé au mouvement de la charge (fig. I.34a). Pour une fissure semi-elliptique soumise à un champ de pression de Hertz (fig. I.35b), Kaneta et al [70] montrent que les lèvres de la fissure restent ouvertes pour les 3 configurations I.34a. Dans le cas de la figure I.34a3, le coefficient de frottement doit être inférieur à 0.1. Dans ces différentes modélisations les fissures sont inclinées de 45° et leur longueur est de l'ordre de grandeur du contact, alors que les fissures observées dans la pratique de la fatigue de roulement les inclinaisons sont proches de 20 ou 30° .

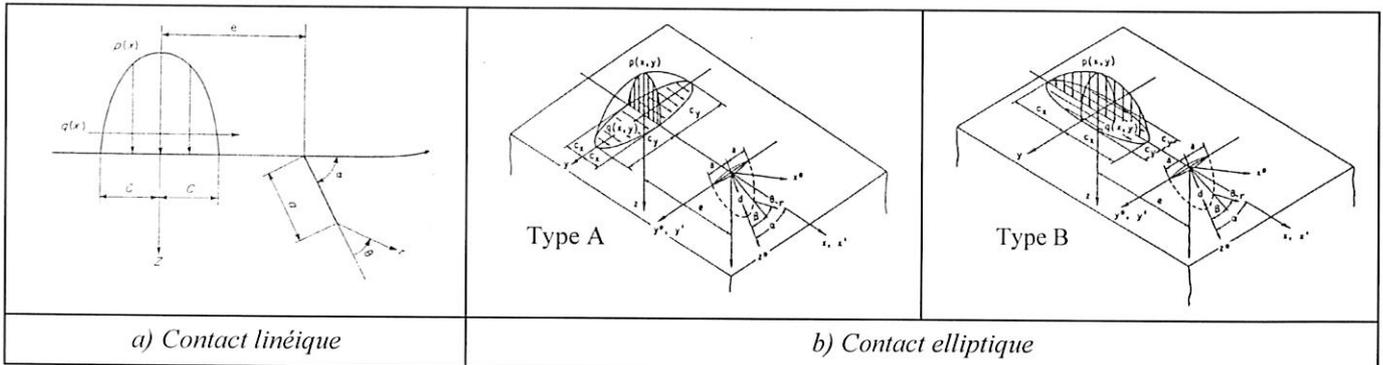


Fig. I.35 : Configuration du contact et de la fissure [70]

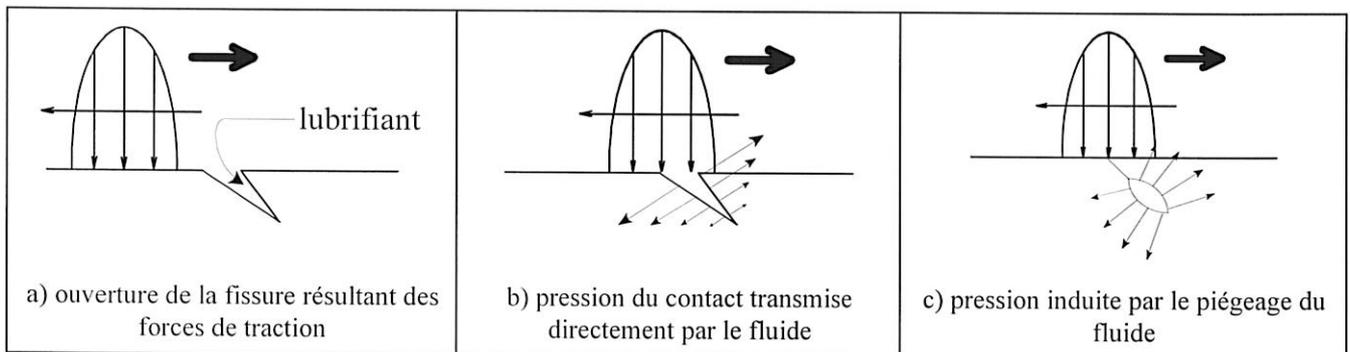


Fig. I.36 : Action du lubrifiant sur une fissure [70]

La propagation dépend non seulement de la possibilité pour le lubrifiant de pénétrer dans la fissure mais aussi des mécanismes mis en jeu. Ces dernières années, des hypothèses ont été avancées concernant les modes d'action du lubrifiant. Trois modes peuvent être recensés :

- le lubrifiant exerce une pression sur les faces de la fissure ouverte et favorise la propagation en mode I (fig. I.36b) (2D : Keer et Bryant [72], Miller [99], Bower [10], Kaneta et al [68], Murakami et al [101], 3D : Murakami et Kaneta [102]).

- le lubrifiant est piégé dans la fissure et favorise un mode de propagation complexe des fissures en modes I et II (fig. I.36c) (2D : Bower [10], 3D : Kaneta et Murakami [69, 70]).

- le fluide présent lubrifie les faces de la fissure, diminue les forces de frottement entre les faces de la fissure due à la présence du fluide et favorise la propagation en mode II (2D : Bower [70]).

Il faut noter que la taille des fissures considérées dans ces modélisations et dans les expériences les accompagnant est toujours élevée. En effet, la longueur initiale est toujours de l'ordre de grandeur du contact. Kaneta et al considèrent dans [69] qu'une fissure est de faible taille si le rapport de sa longueur sur la demi-largeur du contact est inférieure à 0.2. L'influence du lubrifiant n'a jusqu'alors été montrée que pour des

fissures largement ouvertes sur la surface et de grandes tailles. Il est difficile d'affirmer que le lubrifiant intervient au début du stade de propagation quand les fissures sont encore très fines.

- L'amorçage de micro-fissures fait intervenir des mécanismes d'accumulation de dislocations. C'est donc un phénomène qui se produit au niveau de la microstructure du matériau. Le mode II semble prédominant dans cette étape. Le mode I apparaît dans des conditions d'amorçage en surface.

Les modes de propagation sont moins bien cernés. Les modes I et II ont été mis en évidence dans la fissuration mais non dans la formation de l'écaillage proprement dit. Il n'est pas encore établi lequel du mode I ou du mode II conduit à l'écaillage.

La propagation de la fatigue pose un problème d'échelle. Au cours des cycles, la taille de la fissure évolue par rapport à celle de la microstructure et par rapport à celle de la zone plastique formée autour de la fissure. Les mécanismes de propagation évoluent probablement aussi. Concernant le rôle du lubrifiant dans la propagation en sous-couche de micro-fissures amorcées en surface, il faut souligner que les dimensions des fissures modélisées ou créées artificiellement pour certains essais sont beaucoup plus importantes que celles des microfissures observées sur les surfaces des éprouvettes micro-écaillées par fatigue. Néanmoins, le rôle du lubrifiant permet d'interpréter les différences d'endommagement obtenues sur la surface menée et sur la surface menante d'un contact.

6. CONCLUSION

Nous montrons dans ce chapitre que de nombreux travaux ont été menés sur la fatigue de roulement. Ces investigations font apparaître que les endommagements de fatigue se développent aussi bien en sous-couche qu'en surface du contact élastohydrodynamique. Les matériaux utilisés présentant une propreté inclusionnaire de plus en plus remarquable, les avaries tendent d'ailleurs à apparaître en surface. Dans ces conditions, l'état de surface et le frottement deviennent des paramètres prédominants. Le comportement du matériau a aussi une influence de premier ordre. Les matériaux les plus souvent étudiés sont l'acier 100Cr6, utilisé fréquemment dans les roulements et l'acier M50, employé dans les applications à haute température.

Notre premier objectif est de mener une étude expérimentale en parallèle pour le 100Cr6 et le M50. Les paramètres variables de cette étude sont le matériau, l'état de surface, le chargement et le glissement entre les surfaces en contact. L'intérêt de l'analyse se porte aussi bien sur la profondeur du matériau que sur la surface.

Dans le chapitre II, nous présentons les moyens de mise en oeuvre et d'expertises, les procédures expérimentales et les conditions d'essais. Dans le chapitre 3, nous présentons les observations et les analyses des endommagements obtenus. Cette étude nous permet de montrer certains modes d'influence des paramètres d'essais. Les mesures des états de surface effectuées ici, servent de données de base aux simulations numériques que nous effectuons dans le dernier chapitre. Ceci permet de nous placer dans des conditions aussi proches que possible de la réalité. Le laboratoire G.E.M.P.P.M. utilise également les résultats expérimentaux dans son étude de la modélisation de l'amorçage en sous-couche par fatigue du M50.

Le second objectif est d'introduire une méthode numérique suffisamment rapide de calcul du tenseur des contraintes dans un massif élastique semi-infini. Ceci permet en effet de prendre en compte un état de surface réel par une discrétisation très fine de la surface. La méthode d'intégration rapide que nous présentons permet de calculer le tenseur des contraintes avec comme paramètre d'entrée la pression normale et les contraintes tangentielles subies par la surface.

Dans le chapitre IV, nous présentons donc les hypothèses du contact semi-infini et la modélisation du calcul des contraintes. Ensuite, nous explicitons la technique d'intégration rapide utilisée. Nous appliquons cette méthode à l'analyse du champ de contrainte dans un contact élastohydrodynamique lubrifié bidimensionnel présentant des défauts en surface, indent et ondulations. Nous avons un aperçu des modifications des sollicitations dans le contact dues à la présence de ces défauts de surface.

Notre troisième objectif est d'introduire les informations fournies par les essais dans la résolution du contact sec rugueux. Pour analyser les sollicitations obtenues, nous utilisons comme données les propriétés élastiques provenant des travaux du laboratoire G.E.M.P.P.M.

Dans le chapitre V, nous appliquons donc la technique d'intégration rapide au calcul des contraintes dans un contact sec. Nous caractérisons l'influence d'ondulations sinusoïdales correspondant aux fréquences prédominantes de l'état de surface réel. Nous analysons les distributions de contraintes résultant du contact entre surfaces reconstituées à partir de la décompositions en séries de Fourier de surfaces réelles. L'influence du rodage est aussi montrée. Nous appliquons un modèle de type Ioannides et Harris à nos conditions d'essais pour calculer les durées de vie L10 correspondantes. Nous utilisons certains résultats du modèle de durée de vie infinie du G.E.M.P.P.M. comme conditions limites pour cette approche.

CHAPITRE II

METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons les procédures expérimentales ainsi que les moyens mis en oeuvre pour réaliser et suivre les essais de fatigue de roulement.

Pour cette étude, 34 essais totalisant plus de 800.10^6 cycles ont été planifiés et réalisés sur une machine bi-disques. Le choix des paramètres de fonctionnement, des caractéristiques des éprouvettes et du lubrifiant permet d'obtenir des conditions de lubrification élastohydrodynamiques et micro-élastohydrodynamiques.

Par ailleurs, un nouveau dispositif de contrôle et de suivi des essais a été mis en place. Ce dispositif est une chaîne de mesure comprenant capteurs, carte d'acquisition et logiciel de traitement du signal sous PC. Des programmes ont été développés dans le cadre de cette étude pour piloter la machine bi-disques, acquérir et traiter les données provenant de capteurs donnant des informations sur les vitesses des moteurs, les efforts tangentiels dans le contact et l'évolution des dégradations de la piste de roulement. Ce dispositif de surveillance a été utilisé pour des essais de grippage préliminaires aux essais de fatigue et pour les essais de fatigue eux-mêmes.

Pour la détection des avaries en profondeur, un dispositif d'échographie par ultrasons est utilisé par le laboratoire G.E.M.P.P.M.

2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

2.1. PRINCIPE DE LA MACHINE BI-DISQUES

C'est un dispositif permettant de reproduire entre autres les conditions de fonctionnement des roulements à grandes vitesses au niveau des contacts entre éléments roulants et piste. Les valeurs des paramètres constitutifs des conditions de contact sont reproduites à l'échelle un et en régime permanent. Ce contact est réalisé entre deux éprouvettes d'axes parallèles (fig. II.1).

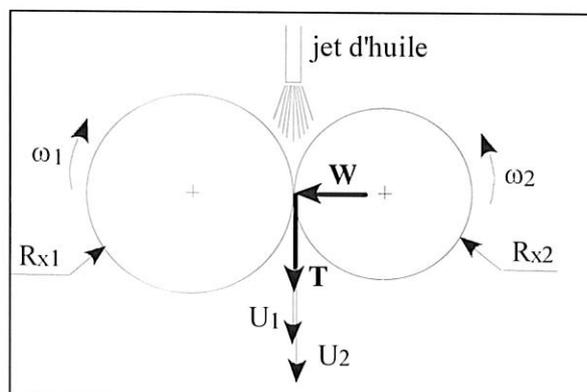


Fig. II.1 : Principe de la machine bi-disques

Les paramètres mécaniques qui gouvernent ce contact sont imposés et/ou mesurés. La gamme de variation de ces paramètres est donnée dans le tableau II.1. Il s'agit de :

- la géométrie des éprouvettes,
- la microgéométrie des pistes,
- les vitesses d'entraînement des surfaces,
- la charge normale au contact,
- la force de frottement,
- le débit et la température d'alimentation du lubrifiant.

rayons des éprouvettes R_{x1}, R_{x2} (mm)	10 => 50
rayons de courbure des pistes R_{z1}, R_{z2} (mm)	10 => 1000
largeur des pistes (mm)	0.5 => 10
vitesses de rotation ω_1, ω_2 (tr/mn)	2000 => 14000
vitesses périphériques U_1, U_2 (m/s)	1.05 => 36.7
glissement spécifique $(U_1 - U_2)/(U_1 + U_2)$ (%)	0 => 75
charge normale N imposée (N)	250 => 10000
force de frottement mesurée T (N)	1 => 250
pression maximale de Hertz P_{Hmax} (GPa)	0.1 => 4
nature du lubrifiant	quelconque
température imposée du jet de lubrifiant (°C)	20 => 120
température des surfaces des galets (°C)	20 => 250

Tab. II.1 : Gammes de variation des paramètres mesurés ou imposés

2.2. DESCRIPTION DE LA MACHINE BI-DISQUES

Un schéma de principe global du dispositif d'essai est présenté figure II.2.

Chaque éprouvette cylindrique est entraînée en rotation par une électrobroche. L'électrobroche 1, de vitesse de rotation ω_1 est fixe par rapport au bâti de la machine. L'électrobroche 2 de vitesse de rotation ω_2 est liée au bâti par deux paliers hydrostatiques cylindriques coaxiaux dont les axes sont perpendiculaires aux axes de rotation des électrobroches. Cette liaison a deux degrés de liberté : une translation I et une rotation II. La translation permet la variation d'entraxe et la mise en charge normale. Un vérin oléopneumatique impose cette charge. La rotation transforme cette électrobroche II en une balance dynamométrique pour mesurer la force de frottement à l'aide d'une cellule de charge à grande rigidité (fig. II.3).

La régulation des vitesses de rotation des broches est réalisée pour chaque électrobroche par un variateur numérique à fréquence variable. Chacune de ces vitesses peut également être imposée.

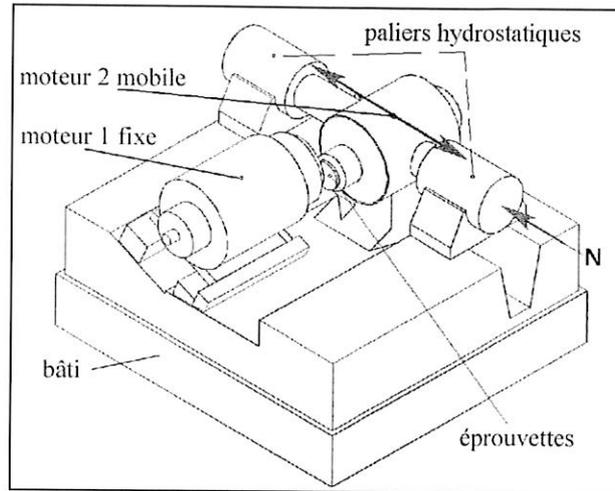


Fig. II.2 : Schéma de la machine bi-disques

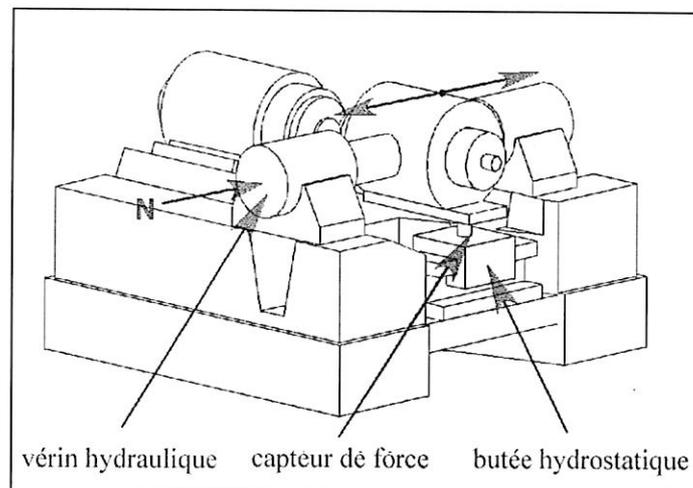


Fig. II.3 : Mesure de la force de frottement

Les paramètres imposés et contrôlés sont indiqués dans le tableau II.2 ainsi que les précisions de ces mesures, les principes physiques et les types d'instruments utilisés. Les paramètres mesurés en sortie sont indiqués dans le tableau II.3.

Paramètre	Symbole	Capteur	Instrument de mesure	Précision
Charge normale	W	Manomètre de précision	Manomètre de précision	± 3 N
Force de frottement	T	Cellule de charge à jauge de contrainte (Sédème)	Conditionneur et logiciel d'acquisition du signal	± 0.5 N
Vitesse de rotation	ω_i	Capteur à réluctance variable (Electro Chicago)	Tachymètre et logiciel d'acquisition du signal	± 1 tr/min

Tab. II.2 : Paramètres imposés et mesurés

Paramètre	Mesure effectuée	Précision
Glissement spécifique $\lambda = (U_1 - U_2) / (U_1 + U_2)$	Vitesses de rotation ω_1 et ω_2	Pour λ_{\max} $\Delta\lambda = \pm 2.5 \cdot 10^{-4}$ Pour λ_{\min} $\Delta\lambda = \pm 3.0 \cdot 10^{-5}$
Coefficient de frottement $cf = T/W$	Charge normale W et force de frottement T	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$

Tab. II.3 : Paramètres mesurés

3. CARACTERISTIQUES DES EPROUVETTES

3.1. MATERIAUX

Les matériaux utilisés pour ces essais sont le 100Cr6 et le M50. Le 100Cr6 est le matériau le plus utilisé actuellement pour la réalisation des roulements. Le M50 est utilisé pour des applications à température élevée.

3.1.1. COMPOSITION CHIMIQUE

Le tableau II.4 donne la composition de l'acier M50 utilisé pour les essais. Il correspond à l'acier E80DCV40 et contient des carbures primaires riches en molybdène et en vanadium.

élément	C	Si	Mn	Cr	Mo	V
matrice	0.80	0.50	0.30	4.10	4.25	1.10

Tab. II.4 : Composition chimique du M50 (% en masse)

Le tableau II.5 donne la composition d'un acier 100Cr6 fondu sous vide du même type que celui utilisé pour les essais. Les inclusions résiduelles présentes sont plus souvent des sulfures, aluminates et oxydes globulaires.

C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Cu
1.03	0.27	0.3	1.53	0.13	0.037	0.09

Tab. II.5 : Composition chimique du 100Cr6 (% en masse)

3.1.2. TRAITEMENT THERMIQUE

Le traitement thermique subi par le M50 est indiqué tableau II.6, celui du 100Cr6 tableau II.7.

La dureté des échantillons de M50 obtenus est comprise entre 62.1 et 63.5 HRC. La structure est martensitique et le taux d'austénite résiduelle est inférieur à 2%.

Opérations	Températures (°C)	Temps (mn)
1ère préchauffe	550±10	20 0/+3
2ème préchauffe	850±10	15 0/+3
Austénisation	1090±5	8 0/+1
Isotherme	550±10	5 0/+1
Refroidissement	air calme pour retour à l'ambiante	
1er revenu	550±10	60 0/+10
1er froid	-70±10	60 0/+10
2ème revenu	550±10	60 0/+10
2ème froid	-70±10	60 0/+10
3ème revenu	550±10	60 0/+10
4ème revenu	550±10	60 0/+10

Tab. II.6 : *Traitement thermique du M50*

La structure du 100Cr6 est de nature martensitique et de dureté comprise entre 60 et 63 HRc. Le taux d'austénite résiduelle est inférieur à 7%.

Opérations	Températures (°C)	Temps (mn)
Austénisation	850 (bain de sels)	10
Isotherme	220 (bain de sels)	
Refroidissement	air calme pour retour à l'ambiante	
Revenu	170	60

Tab. II.7 : *Traitement thermique du 100Cr6*

Les profils des contraintes résiduelles mesurés par rayons X montrent que la rectification et le polissage produisent des contraintes résiduelles compressives sur une épaisseur fine d'environ 5µm. En fait, les contraintes résiduelles moyennes mesurées en surface des disques sont de 200 et 300 MPa pour le 100Cr6, de 300 et 400 MPa pour le M50, respectivement avec et sans polissage. Ceci montre l'influence significative du polissage qui produit une augmentation des contraintes résiduelles de compression de l'ordre de 100 MPa pour le M50 et le 100Cr6.

3.2. MACROGEOMETRIE

Les éprouvettes utilisées pour les essais sont des galets sphériques. Les rayons de courbures R_x et R_z sont égaux. Ceci permet d'avoir à la fois d'avoir des vitesses linéaires importantes (R_x grand) et des pressions de contact élevées (R_z faible).

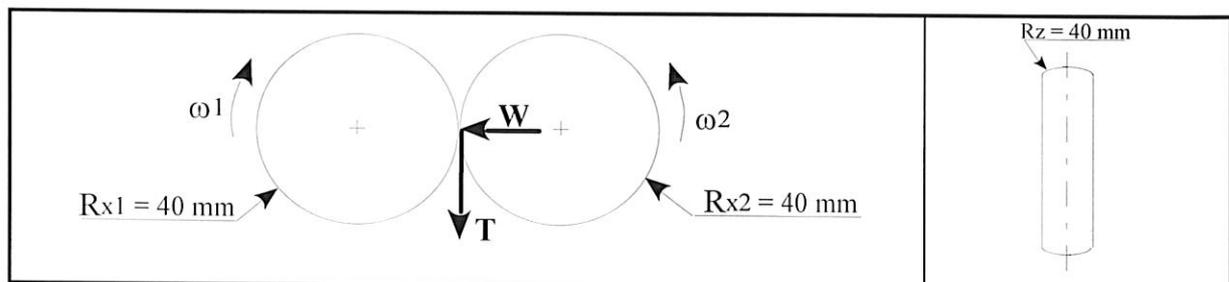


Fig. II.4 : *Macrogéométrie des éprouvettes*

3.3. MICROGEOMETRIE

Les essais sont effectués pour 2 états de surface différents. Ces 2 états de surface correspondent à 2 degrés différents de finition de l'usinage des galets. L'état de surface le plus lisse est obtenu par rectification puis polissage par toilage. L'état de surface le plus rugueux est obtenu par simple rectification.

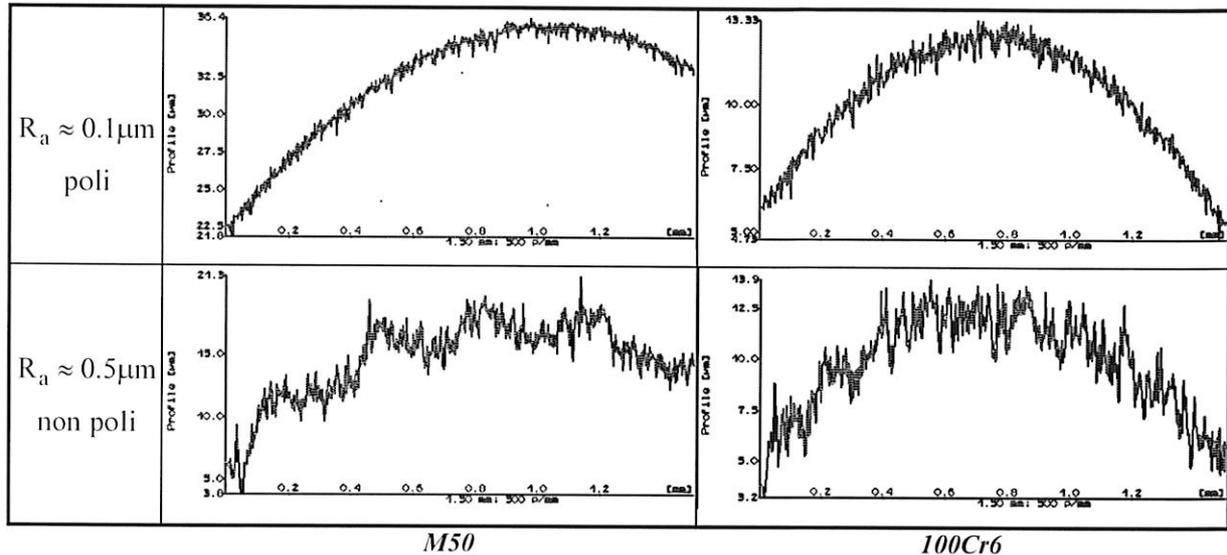


Fig. II.5 : Etat de surface initial des surfaces en M50 et 100Cr6

La figure II.5 fait ressortir 2 principales caractéristiques concernant ces surfaces. D'une part pour les 2 états de surface, des rainures de rectification sont présentes. D'autre part pour la surface la plus rugueuse, des ondulations importantes peuvent être observées surtout dans le cas du M50.

Les paramètres de rugosité ont été mesurés en utilisant un palpeur mécanique et un rugosimètre optique. La rugosimétrie optique permet d'accéder à plusieurs types de résultats en fonction du type de filtrage des mesures choisi. Pour comparer les résultats mécaniques et optiques et vérifier leur bonne compatibilité, il a été choisi de filtrer de 3 manières différentes les résultats optiques :

- aucun filtrage ⁽¹⁾
- filtrage des hautes fréquences (longueur d'onde 5 μm) ⁽²⁾
- simulation d'un palpeur mécanique de même rayon que celui utilisé réellement ⁽³⁾.

Le tableau II.8 montre que les valeurs obtenues avec le rugosimètre optique sont supérieures à celles du palpeur mécanique. Le rugosimètre optique reste probablement plus sensible aux faibles longueurs d'onde. Les paramètres de rugosité cités ici sont ceux mesurés par le système optique avec filtrage des hautes fréquences.

Type d'échantillon	Palpeur mécanique			Capteur optique (1)			Capteur optique (2)			Capteur optique (3)		
	Ra	Rms	Rt	Ra	Rms	Rt	Ra	Rms	Rt	Ra	Rms	Rt
M50 poli	0.134	0.172	1.093	0.233	0.306	1.980	0.173	0.242	1.290	0.173	0.226	1.400
M50 non poli	0.654	0.834	5.060	0.743	0.927	5.700	0.532	0.682	3.430	0.586	0.723	3.660
100Cr6 poli	0.105	0.133	0.967	0.261	0.328	2.090	0.207	0.265	1.510	0.188	0.230	1.280
100Cr6 non poli	0.532	0.662	3.736	0.700	0.882	5.000	0.479	0.630	3.260	0.508	0.644	3.480

Tab. II.8: Paramètres de rugosité mesurés par palpeur mécanique et rugosimètre optique

4. CARACTERISTIQUES DU LUBRIFIANT

Le lubrifiant choisi est l'huile de dénomination MIL-L-23699 car il est utilisé dans les applications aéronautiques pour les systèmes de lubrification des moteurs. Les propriétés rhéologiques de ce lubrifiant sont données dans la référence [133]. Ses principales caractéristiques sont indiquées dans le tableau II.9 pour la température imposée lors des essais. Le circuit de lubrification des essais comporte un filtre $\beta_{3, \mu\text{m}}=200$ de manière à satisfaire à des conditions de lubrification propre.

Lubrifiant	MIL-L-23699	T = 80°C
Viscosité	η_0 [Pa.s]	$7.77 \cdot 10^{-3}$
Coefficient de piezoviscosité	α [Pa.s ⁻¹]	$1.181 \cdot 10^{-8}$
Coefficient de thermo-viscosité	β [K]	3015
Conductivité thermique	K_f [Ns ⁻¹ K ⁻¹]	$1.52 \cdot 10^{-1}$

Tab. II.9 : Propriétés du lubrifiant

Nombre de particules / ml	Taille (μm)
0	>100
≤ 1	50-100
≤ 4	25-50
≤ 22	15-25
≤ 125	5-15

Tab. II.10 : Propreté du lubrifiant (classe 00 - norme NAS1638)

Le dispositif de dépollution de la machine bi-disques a été testé grâce à un compteur de particules. D'après la norme NAS1638, le filtrage satisfait à la classe 00. Ceci signifie que le filtrage ne peut laisser qu'un nombre faible de particules dont le nombre et la taille sont indiqués dans le tableau II.10.

Avant chaque essai, un filtrage préalable est effectué pour dépolluer le lubrifiant neuf. La lubrification est assurée par un jet d'huile assurant le renouvellement constant du lubrifiant dans le contact.

5. PROCEDURE DE REALISATION DES ESSAIS

5.1. ESSAIS DE GRIPPAGE

Les tests de grippage ont été conduits pour définir les taux de glissement limites des essais de fatigue.

Les tests seront effectués :

- pour les 3 valeurs de pressions : 1.5, 2.5 et 3.5 GPa,
- pour les 2 valeurs de Ra : 0.1 et 0.5 μm ,
- pour les 2 aciers : M50 et 100Cr6.

A la suite de ces tests, les tests de fatigue pourront être conduits avec les conditions cinématiques de roulement pur et de roulement plus glissement, le taux de glissement étant choisi grâce aux résultats des essais de grippage.

5.1.1. DEFINITION

Le grippage est un mode de défaillance intervenant sous des conditions de fonctionnement très sévères de glissement et/ou de chargement quand la combinaison (charge normale, vitesse de glissement) excède une certaine limite encore mal définie.

Il se manifeste par une augmentation brutale du coefficient de frottement, la présence de vibrations et de fumées.

Il produit l'endommagement de la microgéométrie et de la macrogéométrie du contact caractérisé par une soudure locale des surfaces en vis-à-vis.

5.1.2. APPROCHE DU PHENOMENE DE GRIPPAGE

Trois théories ont été suggérées pour expliquer l'enchaînement des phénomènes conduisant au grippage. Ces théories s'appuient sur des analyses thermique, chimique ou hydrodynamique.

L'approche thermique proposée par Blok [8] en 1939 est la première et la plus connue des théories sur le grippage. Elle postule que le grippage survient quand la température de la surface dépasse une valeur critique. Depuis 1937, Blok a développé un modèle permettant d'estimer la température de la surface des massifs en contact en superposant à la température de masse une température d'éclair localisée en surface («flash température»). Cette théorie a été tour à tour validée et invalidée.

L'approche chimique a été avancée par Dyson en 1975 [39, 38]. Il se base sur des résultats d'expériences menées sur machines bi-disques et bancs d'engrenages sous différentes atmosphères qui montrent que la disparition d'oxygène dans le gaz ambiant conduit au grippage pour de très faibles charges. Plus récemment, Cutiongco et Chung [28], ont développé une méthode de prédiction du grippage basée sur la compétition entre les vitesses de formation d'un film d'oxyde sur la surface et celle de l'enlèvement de ce film. Cette méthode a été appliquée au contact d'éprouvettes en acier 100Cr6 en présence d'un poly-alfa-oléfine.

L'approche hydrodynamique a été formulée par Dyson en 1976 [40]. Celui-ci propose un critère de grippage basé sur la rupture du film d'huile dans un contact élastohydrodynamique soumis à du glissement. Il établit que le grippage ne peut pas se produire si la viscosité dans le convergent est suffisamment grande. En effet, quand la pression atteint une valeur critique dans le convergent, le lubrifiant se vitrifie et atteint une raideur bien supérieure à celle des surfaces. Le film de lubrifiant agit alors comme un écran protecteur en évitant le contact métal-métal entre les aspérités des surfaces en vis-à-vis.

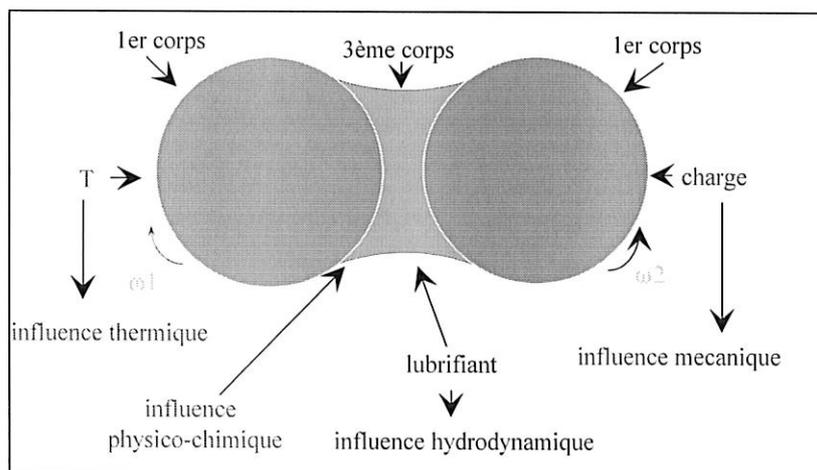


Fig. III.6 : Contexte du grippage [47]

Plusieurs critères de grippage s'appuyant sur l'une ou plusieurs des approches ci-dessus ont été développés. Néanmoins aucun de ces critères ne peut s'appliquer à une gamme étendue de conditions de fonctionnement, de matériaux et de lubrifiants.

Les paramètres les plus influents sont rassemblés ci-dessous (Dyson [38]) :

Paramètres favorables au grippage	Paramètres défavorables au grippage
charge	vitesse de roulement
vitesse de glissement	propriétés du lubrifiant
rugosité	activité chimique (additifs)
température	

Dans le cas de pressions normales élevées et de faibles vitesses de glissement, le grippage s'apparente à un adoucissement puis à la fusion d'une épaisse couche superficielle d'au moins une des surfaces en contact. Dans le cas de pressions normales assez faibles et de vitesses de glissement importantes, le grippage se manifeste plutôt par de l'adhésion locale. En effet dans le premier cas, il y a élévation de la température en profondeur sous la surface, alors que dans le deuxième cas, l'élévation de température reste localisée en peau, d'où le terme de micro-grippage [103].

La combinaison du glissement et du chargement apparaît comme un facteur prédominant qui modifie les conditions hydrodynamiques et thermiques dans le contact ainsi que le risque associé de grippage. Ces 2 facteurs sont liés à des critères proposés par Dyson [38] and Blok [8]. D'autres paramètres sont influents. Des études menées par Dyson ont montré l'influence fondamentale de la topographie des surfaces [38].

5.1.3. PROCEDURE

Chaque test de grippage est conduit à charge et à vitesse de roulement constantes. La vitesse de glissement est régulièrement augmentée jusqu'à ce que le grippage se produise. La figure II.7b montre schématiquement l'évolution des vitesses respectives des surfaces au cours d'un essai, la figure II.7a l'évolution du coefficient de frottement.

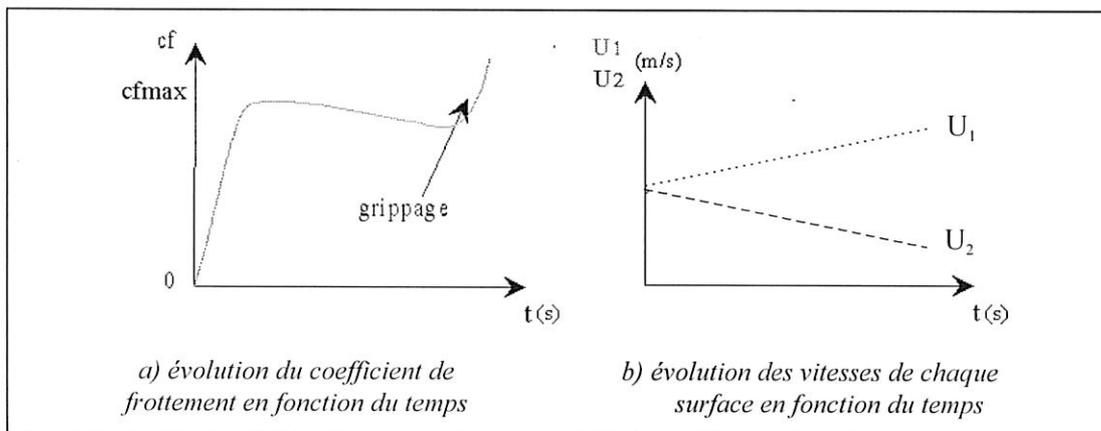


Fig. II.7 : Procédure des tests de grippage

La configuration de la courbe II.7a est caractéristique des essais de grippage :

- une première zone montre une augmentation rapide du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement,
- une seconde zone montre un maximum du coefficient de frottement suivi d'un plat,
- une troisième zone correspond à l'apparition du grippage où le coefficient de frottement augmente brutalement d'une manière irrémédiable.

Le dispositif de surveillance sous PC a été utilisé pendant ces essais pour mesurer simultanément les vitesses des éprouvettes et l'effort tangentiel induit au même moment dans le contact. Nous obtenons ainsi directement l'évolution du coefficient de frottement dans le contact en fonction du temps et du taux de glissement.

5.2. ESSAIS DE FATIGUE

Le but de ces essais est de donner des informations concernant les influences respectives du matériau, de l'état de surface, du chargement, du taux de glissement sur les modes d'endommagements par fatigue.

5.2.1. PARAMETRES D'ESSAI

Les paramètres constants sont :

- la macrogéométrie des éprouvettes ($R_x = R_z = 40$ mm),
- le lubrifiant (huile Mobil Jet II),
- la vitesse de roulement (40 m/s),
- la température du lubrifiant (80°C).

Les paramètres variables sont :

- le matériau (M50 et 100Cr6),
- la microgéométrie ($R_a \approx 0.1$ μm , $R_a \approx 0.5$ μm),
- le taux de glissement (tableau II.11)
- la pression de Hertz (tableau II.11).

P_{Hmax}	Taux de glissement U_1-U_2/U_1+U_2
3.5 GPa	0% et 2%
2.5 GPa	0% et 3.5%
1.5 GPa	0% et 6%

Tab. II.11 : Variation de la cinématique en fonction du chargement

5.2.2. PLANNING

24 tests ont été planifiés comme indiqué dans les tableaux II.12 et II.13.

Matériau	M50											
	Ra \approx 0.1						Ra \approx 0.5					
P_{Hmax} (GPa)	1.5		2.5		3.5		1.5		2.5		3.5	
Taux de glissement (%)	0	6	0	3.5	0	2	0	6	0	3.5	0	2
Λ	0.425	0.395	0.399	0.280	0.358	0.366	-	-	0.706	0.707	0.681	0.721
Référence du test	FL03	FL04	FM03	FM04	FH03	FH04	-	-	FM01	FM02	FH01	FH02

Tab. II.12 : Planning pour l'acier M50

Matériau	100Cr6											
	Ra ≈ 0.1						Ra ≈ 0.5					
Etat de surface												
P _{Hmax} (GPa)	1.5		2.5		3.5		1.5		2.5		3.5	
Taux de glissement (%)	0	6	0	3.5	0	2	0	6	0	3.5	0	2
Λ	0.459	0.467	0.342	0.351	0.333	0.472	-	-	0.764	0.747	0.842	0.642
Référence du test	FL07	FL08	FM07	FM08	FH07	FH08	-	-	FM05	FM06	FH05	FH06

Tab. II.13 : *Planning pour l'acier 100Cr6*

5.2.3. ESTIMATION DE LA SEVERITE DU CONTACT

Les paramètres du contact pour les 3 pressions de Hertz 1.5, 2.5 et 3.5 GPa sont indiqués dans le tableau II.14. Ces paramètres vont permettre d'estimer la sévérité du contact avant essai. L'épaisseur de film d'huile est calculée avec la formule de Hamrock et Dowson.

Epaisseur de film minimum :
$$h_{\min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})$$

où
$$k = 1.03\left(\frac{R_z}{R_x}\right)^{0.64}$$

Facteur de réduction thermique :
$$\Phi_T = \frac{1 - 13.2\left(\frac{P_{H\max}}{E'}\right)L^{0.42}}{1 + 0.213(1 + 2.23S^{0.83})L^{0.64}}$$

où
$$L = \left(\frac{-\partial\eta}{\partial T}\right) \frac{U^2}{K_f}$$
 (paramètre de chargement thermique),

et
$$S = 2 \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2}$$
 (coefficient de glissement).

- U, G, W : paramètres adimensionnés de Dowson respectivement de vitesse, du matériau et de charge.,
- R_x, R_z : rayons équivalents du contact dans les directions x et z,
- U₁, U₂ : vitesses des massifs 1 et 2 dans la direction du roulement,
- U : vitesse de roulement des surfaces,
- E' : module d'élasticité équivalent,
- η : viscosité du lubrifiant à la température de la surface et à pression locale.

P _{Hmax} (GPa)	W (N)	a=c (mm)	h ₀ (μm)	h _{min} (μm)	Φ _T	
					lambda=0%	lambda≠0%
1.5	524	0.408	0.872	0.516	0.666	0.608
2.5	2426	0.681	0.787	0.461	0.609	0.574
3.5	6657	0.953	0.736	0.429	0.551	0.531

Tab. II.14 : *Conditions de contact*

La sévérité du contact (§ I.3.2.1) peut être estimée par le paramètre Λ égal au rapport de la hauteur de film réduite dans le contact sur l'écart-type de la hauteur des rugosités dans ce contact.

$$\Lambda = \frac{\Phi_T h_{\min}}{\sqrt{Rms_1^2 + Rms_2^2}} = \frac{\Phi_T h_{\min}}{Rms}$$

Le facteur de réduction thermique Φ_T est indiqué pour les 3 pressions 1.5, 2.5 et 3.5 GPa et pour les conditions cinématiques de roulement pur ($\lambda=0\%$) et de roulement plus glissement ($\lambda \neq 0\%$).

5.3. CONTROLE ET SUIVI DES ESSAIS

5.3.1. SURVEILLANCE IN-SITU

Le but de la surveillance in-situ est de contrôler l'état de surface des éprouvettes au cours des essais et surtout de détecter tous types d'avaries mêmes fines : fissures, micro-écailles et écailles. Dans notre cas, la finalité de ce type de surveillance est de remonter plus facilement à l'origine des avaries en arrêtant un essai avant que des détériorations catastrophiques de la surface empêchent toute observation. Le dispositif adopté permet à la fois de suivre les essais mais aussi de piloter les équipements.

5.3.1.1. Description du dispositif

L'appareillage de détection est constitué de 3 parties principales (figure II.13):

- des capteurs électromagnétiques à réductance variable placés près des surfaces mobiles à surveiller,
- une carte d'acquisition et de traitement du signal à fréquence d'échantillonnage élevée permettant aussi le contrôle d'instruments,
- un logiciel permettant de piloter la carte, de traiter les données et de contrôler certains paramètres de fonctionnement de la machine bi-disques.

L'acquisition des mesures et la surveillance de l'évolution des surfaces sont réalisées simultanément. Ce dispositif permet de visualiser l'endommagement des surfaces des éprouvettes mais aussi d'acquérir en simultané leur vitesse et la valeur de la force de frottement moyennée sur un tour.

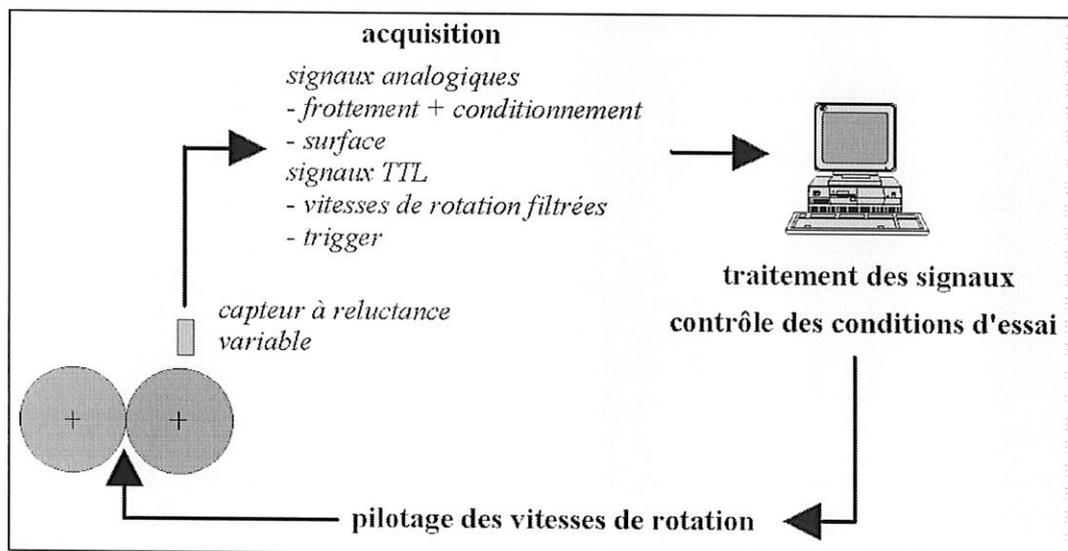


Fig. II.8 : Dispositif de la détection d'avaries in situ

5.3.1.1.1. Principe du capteur à réluctance variable

Les capteurs inductifs à réluctance variable semblables à ceux utilisés pour les essais sont généralement utilisés pour la mesure des vitesses linéaires ou de rotation. Ce type de capteur est caractérisé par l'absence de liaison mécanique entre le dispositif de mesure et l'objet en déplacement. C'est par l'intermédiaire d'un champ d'induction magnétique que s'établit une interaction entre le capteur et la surface cible, fonction de leur position relative. Les capteurs à réluctance variable sont en fait des transformateurs dont le circuit magnétique inclut l'objet en déplacement.

Le signal de sortie délivré par le capteur a une amplitude et une fréquence proportionnelles à la variation de l'entrefer entre le capteur et la surface. L'intervalle entre la surface et la tête du capteur jouant le rôle d'un entrefer détermine la réluctance du circuit magnétique et par suite le flux traversant le secondaire et la tension à ses bornes, lorsque le primaire est alimenté (figure II.9).

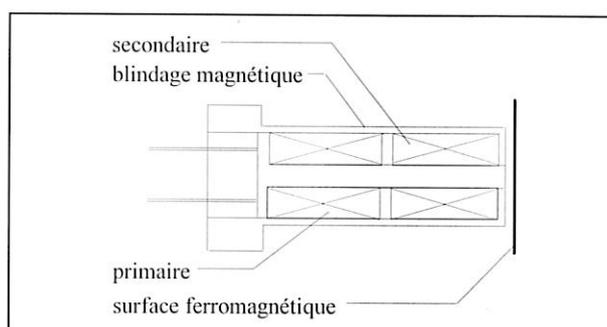


Fig. II.9 : Capteur à réluctance variable

Les spécificités et les caractéristiques techniques du capteur sont décrites dans l'annexe 2.

5.3.1.1.2. Caractéristiques de la carte d'acquisition

La carte d'acquisition associée à ce capteur est une carte multifonctions, compatibles au standard IBM PC AT dont la fréquence d'échantillonnage est de 500 kHz. Cette carte est contrôlée par l'intermédiaire de LabVIEW, logiciel orienté objet incluant en outre une série de fonctions pour l'acquisition des données, le pilotage des instruments, le traitement du signal. Elle comporte un certain nombre de voies d'entrée et de sortie analogiques, de ports digitaux, de triggers et de compteurs permettant de remplir toutes les fonctions citées ci-dessus.

Les voies utilisées dans lors des essais de détection d'avarie de fatigue sont :

- 3 voies d'entrées analogiques. Le signal provenant des capteurs électromagnétiques est directement transmis à la carte d'acquisition. Celui provenant du capteur de force de frottement est d'abord conditionné.
- Plusieurs ports de sortie digitaux. Ces signaux sont utilisés par contrôler l'arrêt des moteurs et des annexes de la machine bi-disques.
- Plusieurs voies d'entrée digitales. Ces signaux sont délivrés par des capteurs électromagnétiques placés en vis-à-vis de roues dentées situées en bout d'arbre des moteurs puis filtrés avant d'être transmis à la carte d'acquisition.
- 1 voie TTL pour le trigger extérieur. Ce signal permet de contrôler le début de chaque acquisition,
- 1 sortie numérique sur port parallèle du PC délivrant les consignes de fréquence aux variateurs des moteurs.

Un descriptif des connexions permettant l'acquisition des signaux analogiques et des vitesses est donné dans l'annexe 3.

5.3.1.2. Organigramme du programme d'acquisition

Un logiciel d'interface entre le logiciel d'acquisition et la carte permet de mettre à jour toutes les informations concernant la carte (type de carte, caractéristiques d'échantillonnage, gain, repérage des voies) pour qu'elles puissent être directement utilisées dans la programmation (voir organigramme figure II.10).

Les informations détectées par les capteurs sont filtrés de telle manière à éliminer les signaux de grandes longueurs d'onde (défauts de forme, excentration, faux rond). Ne reste plus que le signal émis par les faibles longueurs d'onde provenant des variations de l'entrefer entre surface et capteur et par le bruit parasite ambiant provenant essentiellement du fonctionnement des 2 moteurs et de leurs variateurs. Ce bruit fait qu'aucun signal inférieur à 20 mV ne pourra être considéré comme provenant effectivement de la variation de l'entrefer.

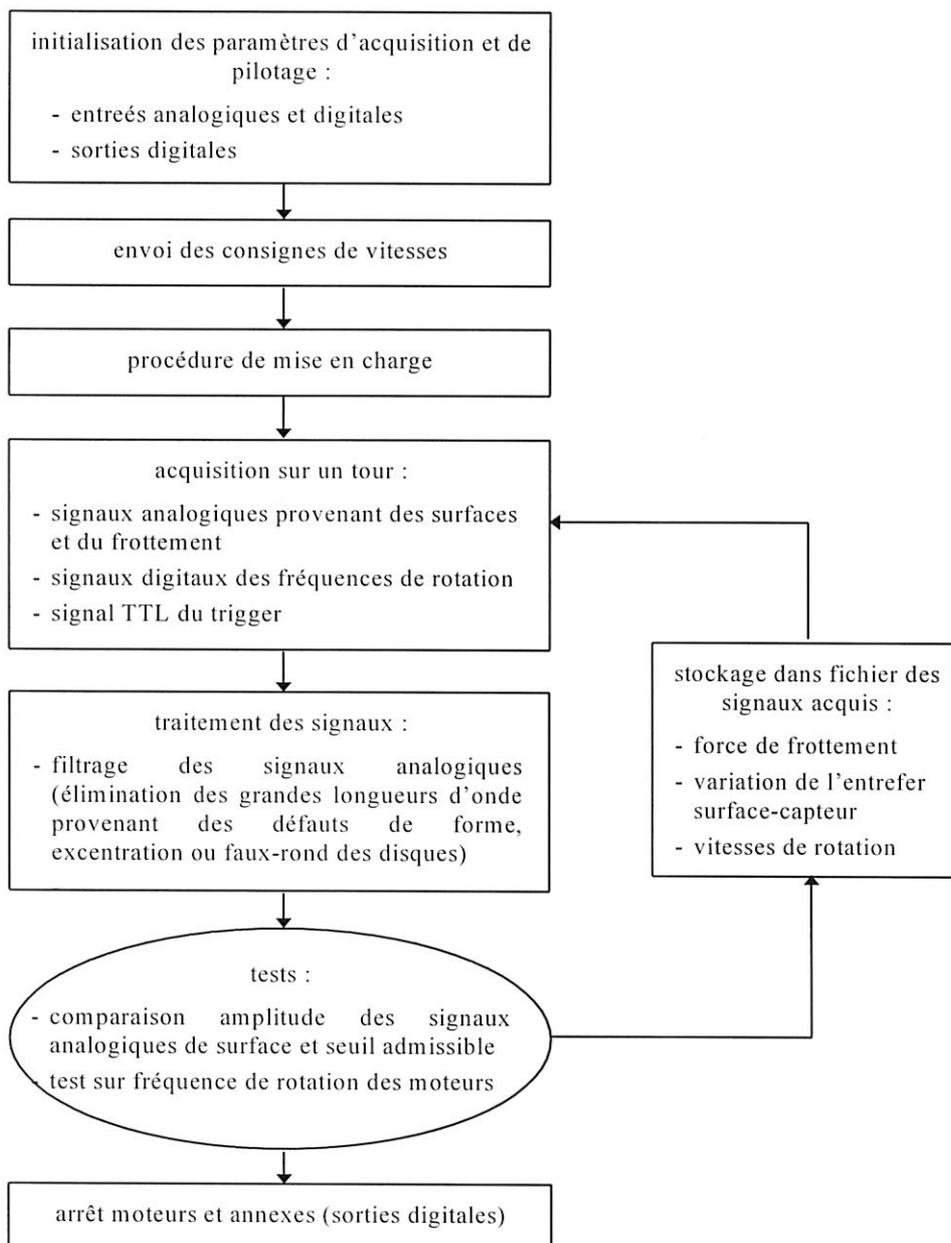


Fig. II.10 : Organigramme de la surveillance des essais de fatigue

5.3.1.3. Evaluation des performances du dispositif

Détection de micro-écailles

Ce dispositif permet de visualiser le micro-écaillage quand celui-ci est assez avancé mais qu'il n'a pas encore atteint le stade de l'écaillage.

L'exemple ci-dessous (figure II.11) montre un signal émis par la surface où apparaissent des pics (1, 2 et 3) provenant de la formation de zones rassemblant des micro-écailles (fig. II.12).

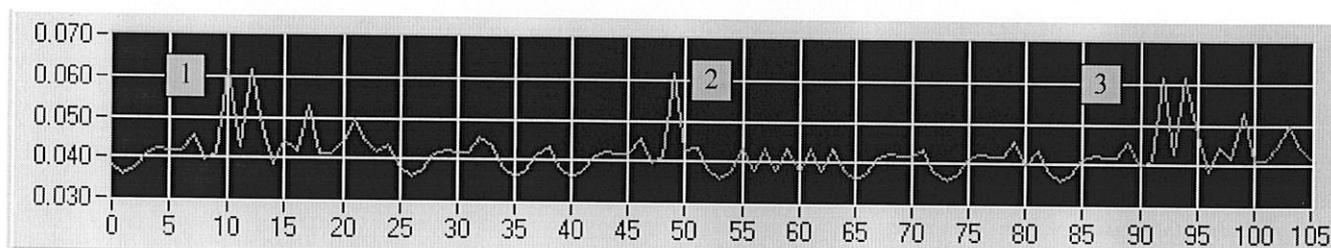


Fig. II.11 : *Signal filtré émis par la variation de l'entrefer entre capteur et surface micro-écaillée d'un disque en M50*

L'amplitude du pic est représentative de la profondeur de la zone de micro-écaillage observée. Par contre, la longueur d'onde filtrée ne correspond pas à l'étendue de la zone micro-écaillée. Dans le cas de l'échantillon en M50 de la figure II.11, les zones repérées correspondent à des regroupements de micro-écailles de 20 à 30 μm de profondeur assez étendues en surface sur quelques centaines de μm^2 .

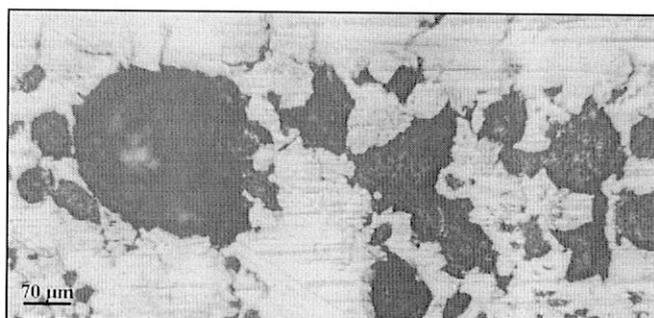


Fig. II.12 : *Groupe de micro-écailles repérées par la surveillance in-situ*

L'expérience montre que ce dispositif a une plage de détection limitée par les bruits parasites ambiants et par la fréquence d'échantillonnage de la carte d'acquisition. La limite induite par le bruit ambiant est de 20 mV, ce qui correspond dans notre cas de figure à du micro-écaillage de profondeur supérieure à 20 μm . Ce dispositif est très sensible à la variation en profondeur si la surface endommagée est suffisamment étendue. Dans notre cas, la géométrie du capteur est un élément limitant les possibilités de détection. Une tête de capteur de faible taille permet d'augmenter la précision de la détection, par contre elle limite considérablement la zone à détecter. La géométrie du capteur choisi est un compromis entre ces deux critères.

5.3.2. EXPERTISE ULTRASONORE

L'expertise ultrasonore utilisée lors des essais de fatigue a été mise au point par Pierre Lamagnère et Frédéric Champiot du laboratoire de G.E.M.P.P.M. Le but de ce dispositif est de détecter précocement l'amorçage de défauts en sous-couche et de suivre leur propagation vers la surface. L'expertise ultrasonore est un processus assez lourd nécessitant l'interruption des essais. De ce fait, seulement quelques essais seront suivis

par ce procédé. Le dispositif et la procédure d'essai sont succinctement décrits, pour plus de précision, se reporter aux travaux de Guy et al [50] et Lamagnère et al [74].

5.3.2.1. Dispositif

Le laboratoire de G.E.M.P.P.M. a développé un dispositif de détection ultrasonore des zones d'amorçage, de carbures ou de micro-fissures.

Le dispositif général est montré figure II.13. Le principal élément est le capteur émetteur-récepteur focalisé. Il contient un élément piézo-électrique amorti pour obtenir un signal ultrasonore avec une bande passante étendue. La fréquence efficace est d'environ 40 MHz. L'objectif a une distance focale et un angle d'ouverture respectivement de 12.7 mm et de $2 \times 13.5^\circ$.

Le capteur est monté sur un banc se déplaçant dans les trois directions avec un pas minimum de 10 μm . Le disque à examiner est placé sur un support tournant dont le pas minimum est un angle 0.01° . Le capteur, le support et le disque sont plongés dans de l'eau à $30 \pm 0.1^\circ\text{C}$ pour éviter toute variation du temps de propagation des ondes ultrasonores. Le capteur est excité par un émetteur d'impulsions triggé par un générateur de fonction externe. Le signal reçu est amplifié puis transmis à un oscilloscope et à un système informatique d'exploitation du signal.

5.3.2.2. Procédure

La piste des disques fatigués est examinée sur 2 mm de large sur toute la circonférence, avec pour chaque position transversale, un pas angulaire de 0.2° . Le pas dans la direction transversale est de 40 μm . Les informations concernant l'amplitude crête à crête et le temps d'arrivée de l'écho sont stockées.

Le premier relevé est fait avant essai et montre de nombreux points dont certains sont dus à du bruit. Les plus marqués correspondent à la présence d'inclusions. Pour être répertoriées par G.E.M.P.P.M., les zones étudiées doivent répondre principalement à 2 critères. :

- profondeur proche de la région de cisaillement maximum,
- amplitude du signal

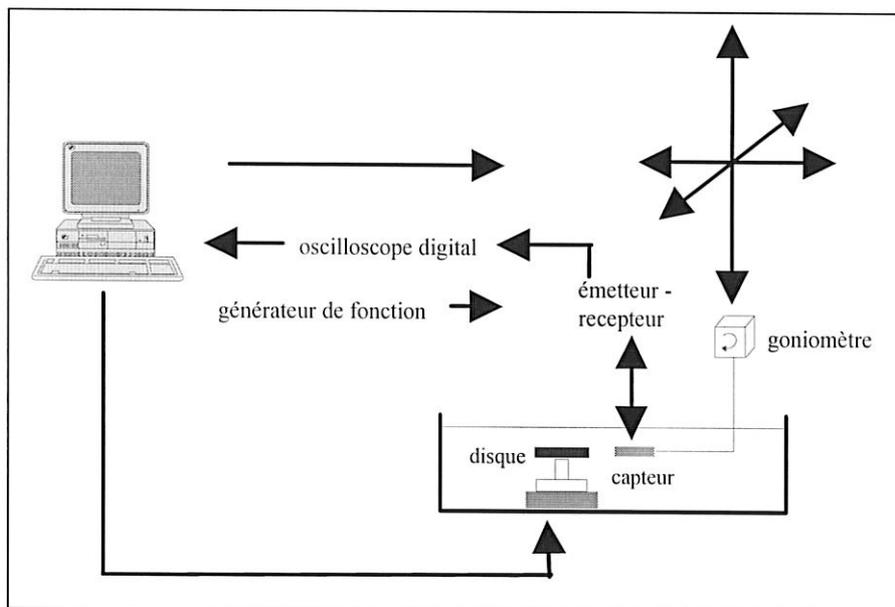


Fig. II.13 : Dispositif de l'échographie ultrasonore [74]

6. CONCLUSION

Nous nous appuyons sur les dispositifs expérimentaux de mise en oeuvre et d'analyses décrits dans ce chapitre pour conduire les essais de grippage et de fatigue sur des échantillons en aciers M50 et 100Cr6.

Le chapitre suivant présente les observations et les analyses des essais effectués en fonction du matériau, de l'état de surface, de la cinématique et de la pression dans le contact.

CHAPITRE III

RESULTATS EXPERIMENTAUX

1. INTRODUCTION

Les essais ont été menés dans le but de préciser les caractéristiques des endommagements de fatigue apparaissant aussi bien en surface qu'en sous-couche.

Les informations obtenues sont utilisées par le laboratoire GEMPPM pour déterminer les propriétés élasto-plastiques du M50 et progresser dans la modélisation de l'amorçage de fissures de fatigue sur les inclusions présentes dans le matériau.

Elles servent aussi de base à la caractérisation des sollicitations induites dans des contacts secs ondulé et rugueux soumis aux conditions d'essais réelles présentées dans ce chapitre. Par ailleurs, ces sollicitations sont analysées en fonction de la borne inférieure de la limite d'endurance du M50 définie par le GEMPPM [76] spécifiquement pour l'acier M50.

Les conclusions concernant ces essais constituent une ouverture vers de nouvelles considérations concernant les modes d'action de la rugosité et du glissement en surface.

2. ESSAIS PRELIMINAIRES DE GRIPPAGE

Ces essais permettent de choisir les taux de glissement pour les essais de fatigue et de mettre en évidence le comportement en grippage des matériaux 100Cr6 et M50 pour les conditions d'essais déjà spécifiées.

2.1. RESULTATS

Les essais ont été conduits à une température de 80°C avec une vitesse de roulement de 40 m/s. Les autres conditions de fonctionnement sont données ci-dessous :

- pressions de Hertz : 1.5, 2.5 et 3.5 GPa
- matériaux: M50 (E80DCV40) et 100Cr6 (AISI52100)
- 2 ordres de grandeur pour les hauteurs de rugosité : $\Lambda < 0.5$ (état de surface « rugueux » ou « non poli ») et $\Lambda > 0.5$ (état de surface « poli »).

Le grippage apparaît :

- à 3.5 GPa, avant 10% de taux de glissement, pour le M50 et le 100Cr6, pour $\Lambda < 0.5$ et $\Lambda > 0.5$,
- à 2.5 GPa, avant 20% de taux de glissement, pour le M50 et le 100Cr6 et $\Lambda > 0.5$,
avant 10% de taux de glissement, pour le M50 et le 100Cr6 et $\Lambda < 0.5$,
- à 1.5 GPa, à 40% de taux de glissement, pour le M50 et $\Lambda < 0.5$,
à 30% de taux de glissement pour le 100Cr6 et $\Lambda < 0.5$.

Le grippage n'apparaît pas à 1.5 GPa, en dessous de 40%, pour le M50 et le 100Cr6 et $\Lambda > 0.5$.

Les résultats sont résumés dans le tableau III.1. Le taux de glissement $\lambda_0 = 2(U_1 - U_2) / (U_1 + U_2)$ correspond au premier maximum du coefficient de frottement c_{f_0} .

λ_{\max} et cf_{\max} sont respectivement les taux de glissement et coefficients de frottement correspondant au grippage.

test	$P_{H\max}$	matériau	Λ	λ_{λ_0} (%)	cf_0 (%)	λ_{\max} (%)	cf_{\max} (%)
S01	1.5	M50	1.319	3	2.2	-	-
S02	2.5	M50	1.077	0.2	4.4	28.5	4.8
S03	3.5	M50	0.689	0.2	5.6	6.5	7
S04	1.5	M50	0.418	1.1	4.4	23	5.8
S05	2.5	M50	0.430	0.28	6.7	9.5	4.3
S06	3.5	M50	0.415	1.1	5.9	6	3
S07	1.5	100Cr6	0.991	2.3	2.7	-	-
S08	2.5	100Cr6	0.809	0.4	4.45	23.45	3.1
S09	3.5	100Cr6	0.611	0.19	6.7	6.45	5.1
S10	1.5	100Cr6	0.491	1.25	5.45	29.8	8.9
S11	2.5	100Cr6	0.524	1.01	6.1	9.45	6.0
S12	3.5	100Cr6	0.347	0.62	7.7	4.0	5.4

Tab. III.1 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement

Pour les 3 charges, les 2 échelles de rugosité et les 2 aciers, le profil des courbes obtenues reste le même.

2.1.1. PHMAX = 1.5 GPA

La figure III.1 montre l'influence de la vitesse de glissement et de la rugosité sur l'apparition du grippage. La forme des courbes est similaire pour chaque test.

Tout d'abord, il y a une augmentation subite du coefficient de frottement de 0% à cf_0 correspondant au taux de glissement λ_{λ_0} . Ensuite une légère baisse est observée, suivie finalement par une très forte augmentation due au grippage.

* Première zone

Les valeurs du coefficient de frottement cf_0 sont plus élevées pour les surfaces rugueuses que pour les surfaces polies. Les aspérités présentes dans le contact sont à l'origine de contraintes de cisaillement plus élevées. La différence élevée entre les coefficients de frottement mesurés pour les surfaces polies et non polies indique que les régimes de lubrification sont probablement de natures différentes.

* Deuxième zone

- Pour les surfaces polies, il se produit une baisse légère et régulière du coefficient de frottement. L'augmentation de la température tend à relaxer les contraintes de cisaillement dans le lubrifiant. Cf_0 est de l'ordre de 2.5% pour les 2 matériaux.

- Pour les surfaces non polies, cf_0 est supérieur à 4% pour les 2 matériaux. Dans le cas du 100Cr6, la baisse est régulière. Dans celui du M50, la baisse est interrompue par une augmentation subite du coefficient de frottement. Ceci peut provenir du fait que l'épaisseur minimum de film dans le contact diminue avec

l'augmentation du glissement et de la température. L'apparition des premiers contacts métal-métal au droit des aspérités produit une première et brusque augmentation du coefficient de frottement; c'est pour nous la limite de grippage. L'enlèvement de matière qui en résulte diminue la rugosité des surfaces, phénomène qui stoppe le processus de grippage [47].

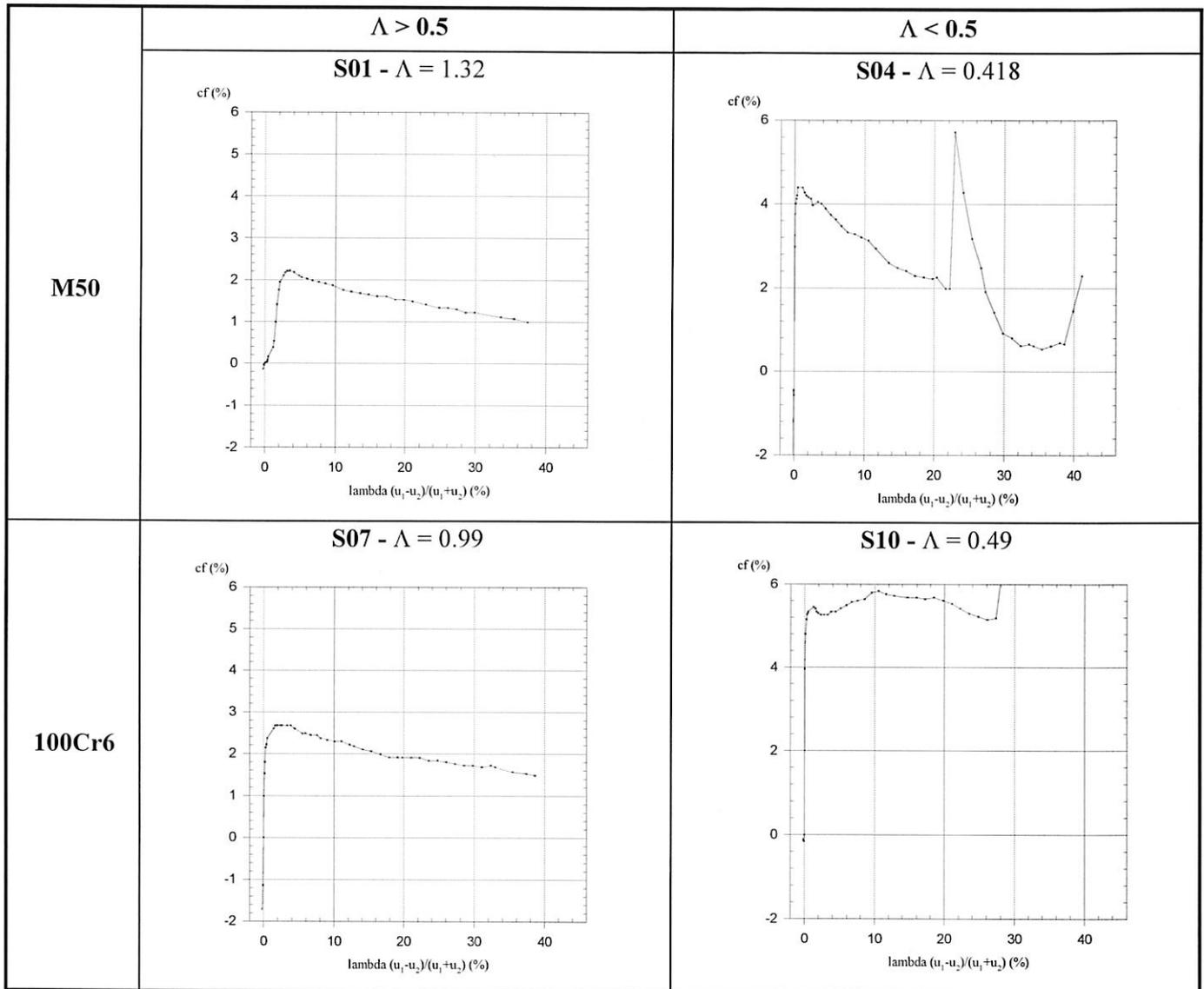


Fig. III.1 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement à 1.5 GPa

* Troisième zone

- Pour les surfaces rugueuses, le grippage apparaît à un taux de glissement de 38% pour le M50 et de 28% pour le 100Cr6. La rupture plastique du lubrifiant est alors induite par les températures élevées et les vitesses de glissement. La déformation des aspérités n'est probablement plus assurée [47]. Des contacts métal-métal entre les surfaces opposées peuvent avoir lieu.

- Pour les surfaces polies, le grippage n'apparaît pas avant 40% de taux de glissement.

Pour ces essais, l'aspect régulier de l'évolution des coefficients de frottement correspondant aux surfaces lisses (figures III.1a et III.1c) indique que le régime de lubrification est stable et probablement de type élastohydrodynamique. A contrario, pour les surfaces non polies (figures III.1b et III.1d), la variation plus chaotique du coefficient de frottement cf en fonction du taux de glissement semble montrer une instabilité du régime de lubrification à mesure que le glissement et la température dans le contact augmentent.

2.1.2. PHMAX = 2.5 GPa

Les résultats présentent la même forme que ceux à 1.5 GPa.

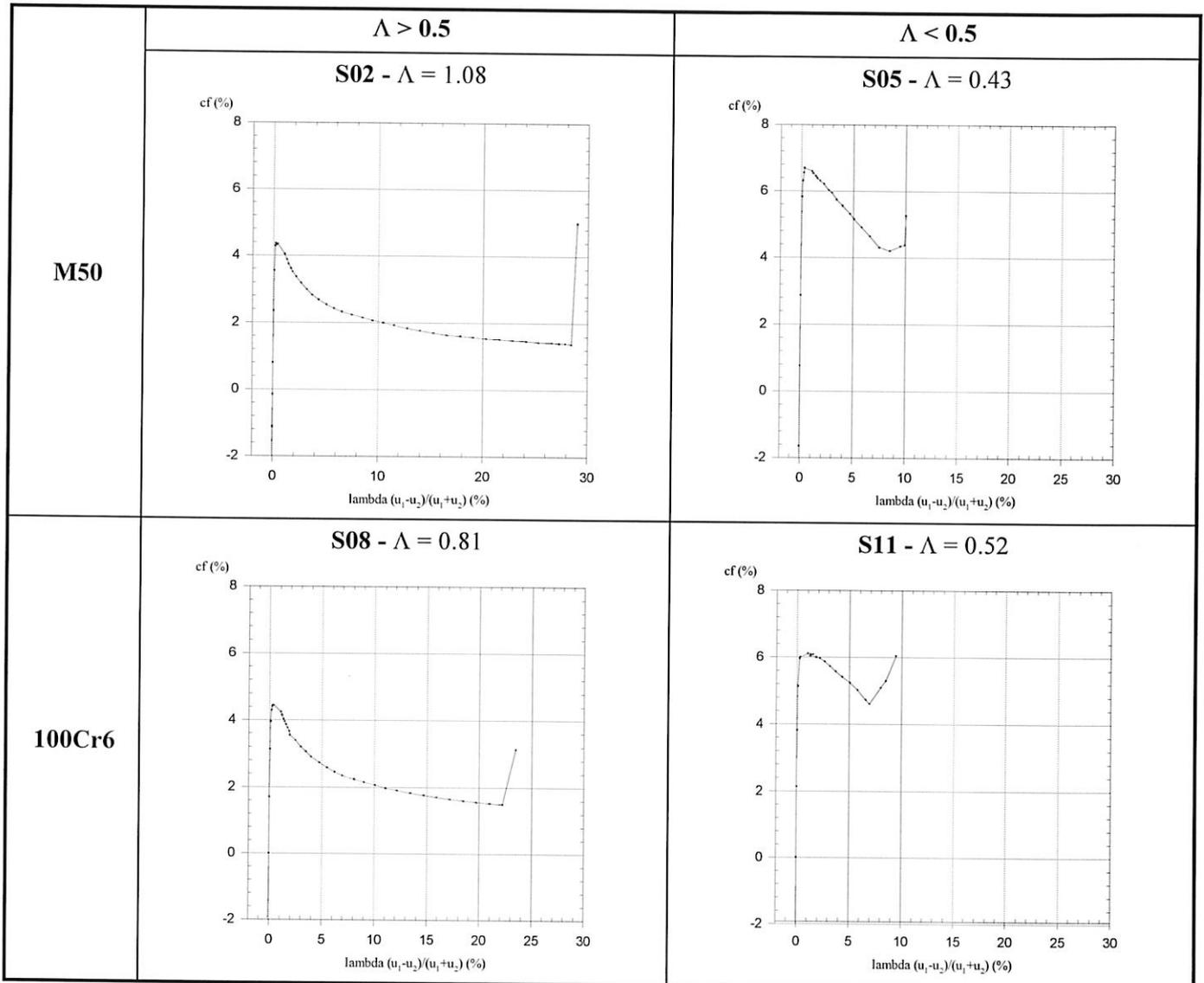


Fig. III.2 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement à 2.5 GPa

Les valeurs de cf_0 sont plus élevées que précédemment. De l'ordre de 4% pour les éprouvettes lisses et de 6% pour les rugueuses.

Pour les éprouvettes lisses, le grippage apparaît à 28% de taux de glissement pour le M50 et 22% pour le 100Cr6. Pour les éprouvettes rugueuses, le grippage apparaît avant 10% de glissement.

Contrairement à 1.5 GPa, pour les surfaces rugueuses, les courbes montrent une évolution stable du coefficient de frottement. Les taux de glissement enregistrés à 2.5 GPa sont beaucoup plus faibles qu'à 1.5 GPa. En fait, la combinaison d'un glissement relativement faible avec une pression plus élevée engendre immédiatement le grippage sans créer d'instabilités intermédiaires.

2.1.3. PHMAX = 3.5 GPa

A 3.5 GPa, le grippage apparaît plus tôt, les formes des courbes étant les mêmes que précédemment.

Pour les éprouvettes polies, cf_0 est de l'ordre de 6.8% pour le 100Cr6 et de 5.6% pour le M50. Pour les éprouvettes rugueuses, cf_0 est de l'ordre de 6% pour le M50 et de 7.6% pour le 100Cr6

Pour les éprouvettes lisses, le grippage apparaît avant 7% de taux de glissement, pour les éprouvettes rugueuses avant 6%.

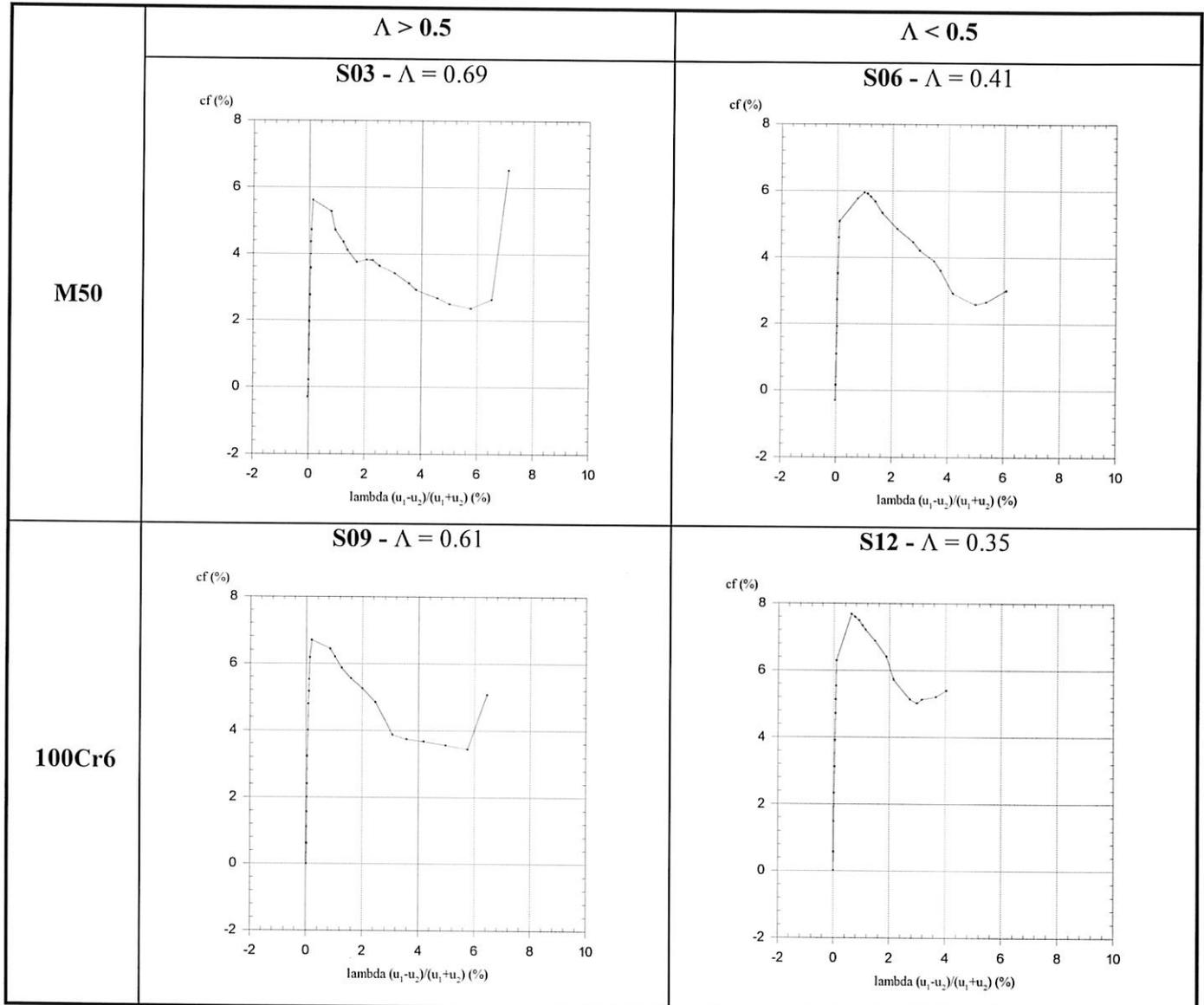


Fig. III.3 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement à 3.5 GPa

2.2. CONCLUSION

Les essais conduits sur le grippage montrent que celui-ci apparaît plus tôt pour le 100Cr6 que pour le M50. Ceci peut s'expliquer pour deux raisons. D'une part l'activité physico-chimique des surfaces au cours du processus de grippage, en particulier la formation des écrans d'oxyde, est différente pour chaque matériau. D'autre part, le comportement à haute température de l'acier M50 est bien supérieur à celui de l'acier 100Cr6, les températures de revenu de chacun étant respectivement de 550 et 170 °C.

La rugosité des surfaces favorise à la fois un frottement élevé et un grippage plus précoce. La différence de comportement entre surfaces lisses et rugueuses est accentuée pour les essais menés avec de faibles charges.

Les courbes caractéristiques P.V. (pression dans le contact en fonction du taux de glissement) sont montrées figure III.4. Elles indiquent une limite de fonctionnement en grippage en fonction de la pression et du taux de glissement dans le contact.

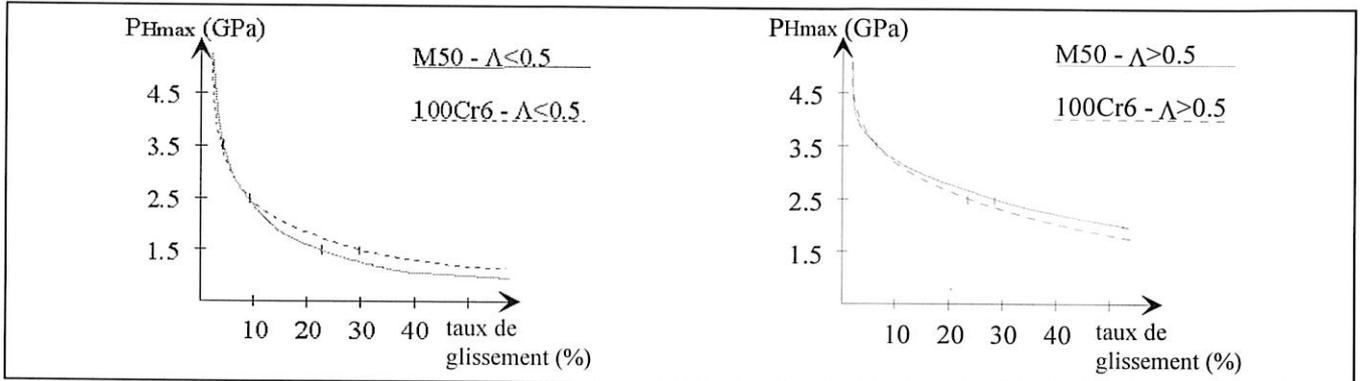


Fig. III.4 : Diagrammes P.V.

Finalement, les taux de glissement des tests de fatigue ont été choisis de telle manière que le glissement reste faible (pas d'influence thermique) et que le coefficient de frottement reste le plus stable possible pendant les tests. D'où le choix suivant :

- PHmax = 1.5 GPa, lambda = 6%
- PHmax = 2.5 GPa, lambda = 3.5%
- PHmax = 3.5 GPa, lambda = 2%

Les coefficients de frottement et les taux de glissement correspondants sont indiqués tableau III.2.

Pression (GPa)	Λ	Matériau	Taux de glissement (%)	Coefficient de frottement (%)
1.5	<0.5	M50	6	3.6
1.5	<0.5	100Cr6	6	5.4
1.5	>0.5	M50	6	2
1.5	>0.5	100Cr6	6	2.5
2.5	<0.5	M50	3.5	5.6
2.5	<0.5	100Cr6	3.5	5.6
2.5	>0.5	M50	3.5	3
2.5	>0.5	100Cr6	3.5	3
3.5	<0.5	M50	2	5
3.5	<0.5	100Cr6	2	6
3.5	>0.5	M50	2	3.8
3.5	>0.5	100Cr6	2	5.2

Tab. III.2 : Coefficients de frottement en fonction du taux de glissement

3. ESSAIS DE FATIGUE DE ROULEMENT

Les essais de grippage ont permis de mettre en place les essais de fatigue en fonction des paramètres variables de charge, glissement, matériau et état de surface. Une vingtaine d'essais ont été réalisés (tableau III.4) pour étudier les avaries de fatigue de roulement et les facteurs gouvernant leurs apparitions.

Les essais de fatigue sont suivis par différents moyens :

- par électromagnétisme au moyen de capteurs à réductance variable,
- par microscopies optique et électronique à balayage,
- par échographie ultrasonore.

A 3.5 GPa, les essais ont été prévus sans interruption jusqu'à $50 \cdot 10^6$ cycles, si aucun dommage de type écaillage n'apparaît en surface. A 1.5 et 2.5 GPa, des interruptions pour des observations optiques ont été planifiées à 50000, 10^6 , $5 \cdot 10^6$ et 10 ou $20 \cdot 10^6$ cycles.

De plus, le laboratoire de GEMPPM a conduit des examens par contrôle ultrasonore haute fréquence de manière à détecter l'amorçage éventuel d'avaries en sous-couche. Ces examens ont été faits sur des disques en M50 pour 2 essais supplémentaires à 3.5 GPa référencés FH01bis et FH03bis.

Le tableau III.3 résume succinctement les types d'endommagements par fatigue rencontrés lors de ces essais. Les résultats sont présentés de manière plus détaillée dans le tableau III.4.

	M50		100Cr6	
	$\Lambda < 0.5$	$\Lambda > 0.5$	$\Lambda < 0.5$	$\Lambda > 0.5$
surface	écaillage micro-écaillage	-	micro-écaillage	-
sous-couche	papillons et micro-fissures	papillons et micro-fissures	papillons et micro-fissures	papillons et micro-fissures

Tab III.3 : *Endommagements de surface rencontrés durant les essais*

Trois remarques principales peuvent être faites :

- les mêmes types d'avaries apparaissent sur les aciers en M50 et 100Cr6,
- en sous-couche, l'apparition d'endommagement est liée au niveau de charge et à la concentration de micro-hétérogénéités,
- en surface, l'apparition d'endommagement dépend de l'amplitude de la rugosité de surface.

Par la suite, nous avons effectué un essai supplémentaire pour vérifier le concept de durée de vie infinie en montrant l'existence d'une borne inférieure de durée de vie pour laquelle aucune déformation plastique locale n'est induite autour des microhétérogénéités du matériau.

Dans les chapitres IV et V, les résultats de ces essais sont comparés à des résultats de simulations basées sur :

- la modélisation du contact E.H.D. cylindre/plan mise au point par Couhier [26],
- la modélisation du contact sec rugueux ponctuel mise au point par Lubrecht [37],
- la modélisation de la borne inférieure de la limite d'endurance mise au point par Lamagnère [76] pour le M50,
- une modélisation de la durée de vie d'un matériau élastique basée sur le modèle de Dwyer-Joyce et al [37].

Essais de fatigue à 1.5 GPa

Test	Matériau	h_0/σ	Taux de glissement	Λ	Tests interrompus	Nbre max de cycles	Observations en fin de test
FL01	M50		0 %		-	-	-
FL02	M50		6 %		-	-	-
FL03	M50	0.719	0 %	0.425	0.05, 1, 5, 20 10^6 cycles	20 10^6	μécaillage
FL04	M50	0.667	6 %	0.395	0.05, 1, 5, 10 10^6 cycles	10 10^6	μécaillage
FL05	100Cr6		0 %		-	-	-
FL06	100Cr6		6 %		-	-	-
FL07	100Cr6	0.776	0 %	0.459	0.05, 1, 5, 20 10^6 cycles	20 10^6	μécaillage
FL08	100Cr6	0.790	6 %	0.467	0.05, 1, 5, 10 10^6 cycles	10 10^6	μécaillage

Essais de fatigue à 2.5 GPa

Test	Matériau	h_0/σ	Taux de glissement	Λ	Tests interrompus	Nbre max de cycles	Observations en fin de test
FM01	M50	1.206	0 %	0.706	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FM02	M50	1.207	3.5 %	0.707	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FM03	M50	0.582	0 %	0.399	1, 5, 20 10^6 cycles	20 10^6	μécaillage
FM04	M50	0.479	3.5 %	0.280	1, 5, 10 10^6 cycles	10 10^6	μécaillage
FM05	100Cr6	1.305	0 %	0.764	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FM06	100Cr6	1.275	3.5 %	0.747	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FM07	100Cr6	0.583	0 %	0.342	1, 5, 20 10^6 cycles	20 10^6	μécaillage
FM08	100Cr6	0.599	3.5 %	0.351	1, 5, 10 10^6 cycles	10 10^6	μécaillage

Essais de fatigue à 3.5 GPa

Test	Matériau	h_0/σ	Taux de glissement	Λ	Tests interrompus	Nbre max de cycles	Observations en fin de test
FH01	M50	1.169	0 %	0.681	non	50 10^6	pas d'avarie en surface / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)
FH02	M50	1.237	2 %	0.721	non	50 10^6 s	pas d'avarie en surface / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)
FH03	M50	0.614	0 %	0.358	non	50 10^6	μécaillage / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)
FH04	M50	0.628	2 %	0.366	oui	37 10^6	μécaillage, écaillage à 37 10^6 cycles / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)
FH05	100Cr6	1.445	0 %	0.842	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FH06	100Cr6	1.153	2 %	0.642	non	50 10^6	pas d'avarie en surface
FH07	100Cr6	0.572	0 %	0.333	non	50 10^6	μécaillage
FH08	100Cr6	0.809	2 %	0.472	non	50 10^6	μécaillage

Essais interrompus à 3.5 GPa, (échographie par ultrasons effectuée par GEMPPM)

Test	Matériau	h_0/σ	Taux de glissement	Λ	Tests interrompus	Nbre max de cycles	Observations en fin de test
FH01bis	M50	1.287	0 %	0.750	0.1, 0.5, 1, 5, 10, 50 10^6	50 10^6 cycles	pas d'avarie en surface / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)
FH03bis	M50	0.484	0 %	0.282	0.1, 1, 10, 20 10^6	50 10^6 cycles	μécaillage / amorçage en sous-couche (papillons avec μfissures)

Tab. III.4 : Conditions d'essais et types d'endommagements obtenus.

3.1. EPROUVETTES POLIES

Les essais sur les éprouvettes polies ont été effectués à 2.5 et 3.5 GPa. Ceux à 1.5 GPa, initialement prévus, n'ont pas été réalisés étant donné que les résultats sur les éprouvettes chargées à 2.5 GPa n'ont montré aucun développement de fatigue de roulement aussi bien en surface qu'en sous-couche.

Les essais correspondent aux références :

- FH01 (M50, roulement pur), FH02 (M50, roulement plus glissement), FH05 (100Cr6, roulement pur) et FH06 (100Cr6, roulement plus glissement) à 3.5 GPa,

- FM01 (M50, roulement pur), FM02 (M50, roulement plus glissement), FM05 (100Cr6, roulement pur) et FM06 (100Cr6, roulement plus glissement) à 2.5 GPa [tableau III.4].

Un test complémentaire de fatigue (FH01bis) a été conduit à 3.5 GPa sur des disques en M50 et interrompu par des examens par ultrasons menés par GEMPPM de manière à obtenir des informations supplémentaires sur l'amorçage d'avaries en sous-couche.

3.1.1. OBSERVATIONS EN SURFACE ($P_{HMAX} = 3.5$ GPa ET 2.5 GPa)

L'aspect des surfaces après essais est montré figures III.5 et III.6. Il est le même à 2.5 et 3.5 GPa. Aucun endommagement n'est visible en surface quels que soient le matériau et les conditions cinématiques.

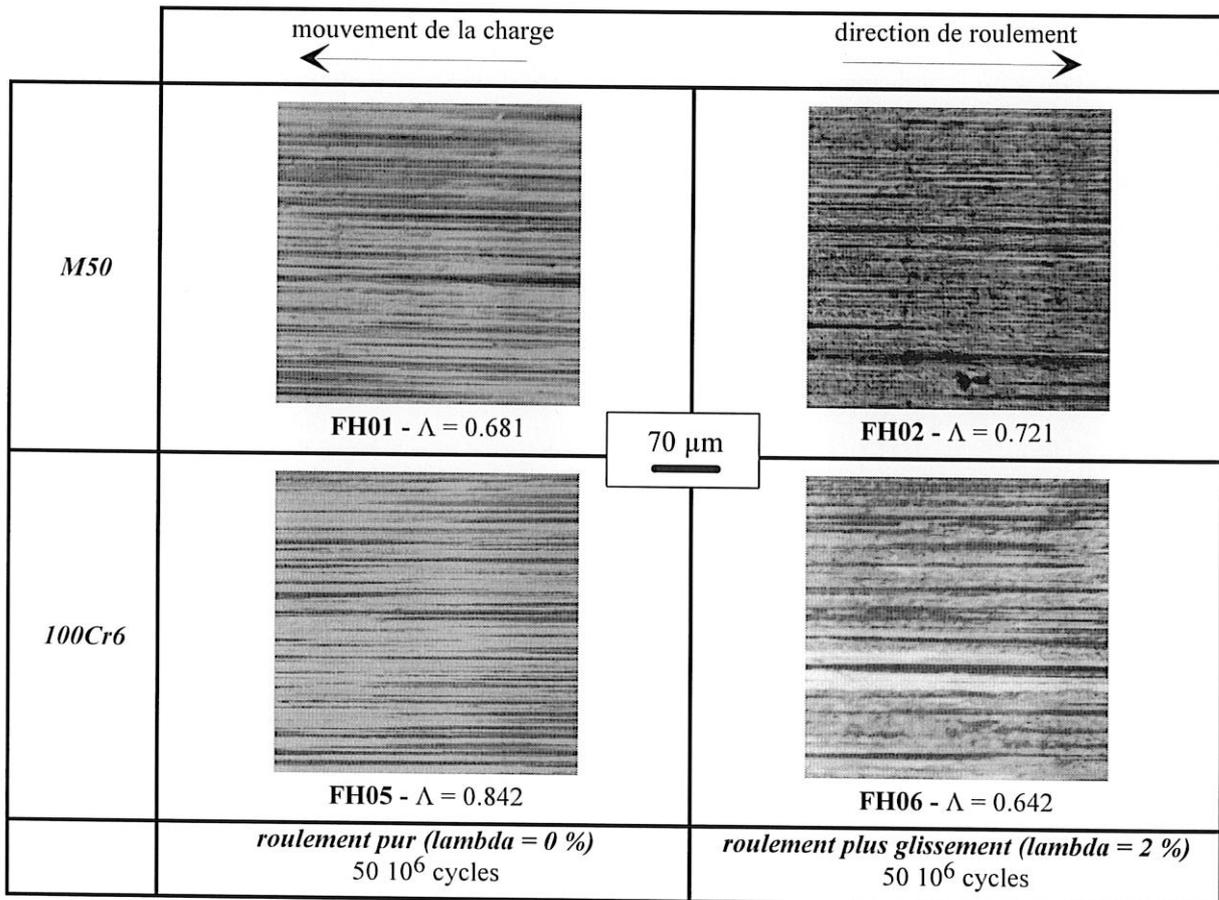


Fig. III.5 : Aspect des surface après essai ($P_{Hmax} = 3.5$ GPa)

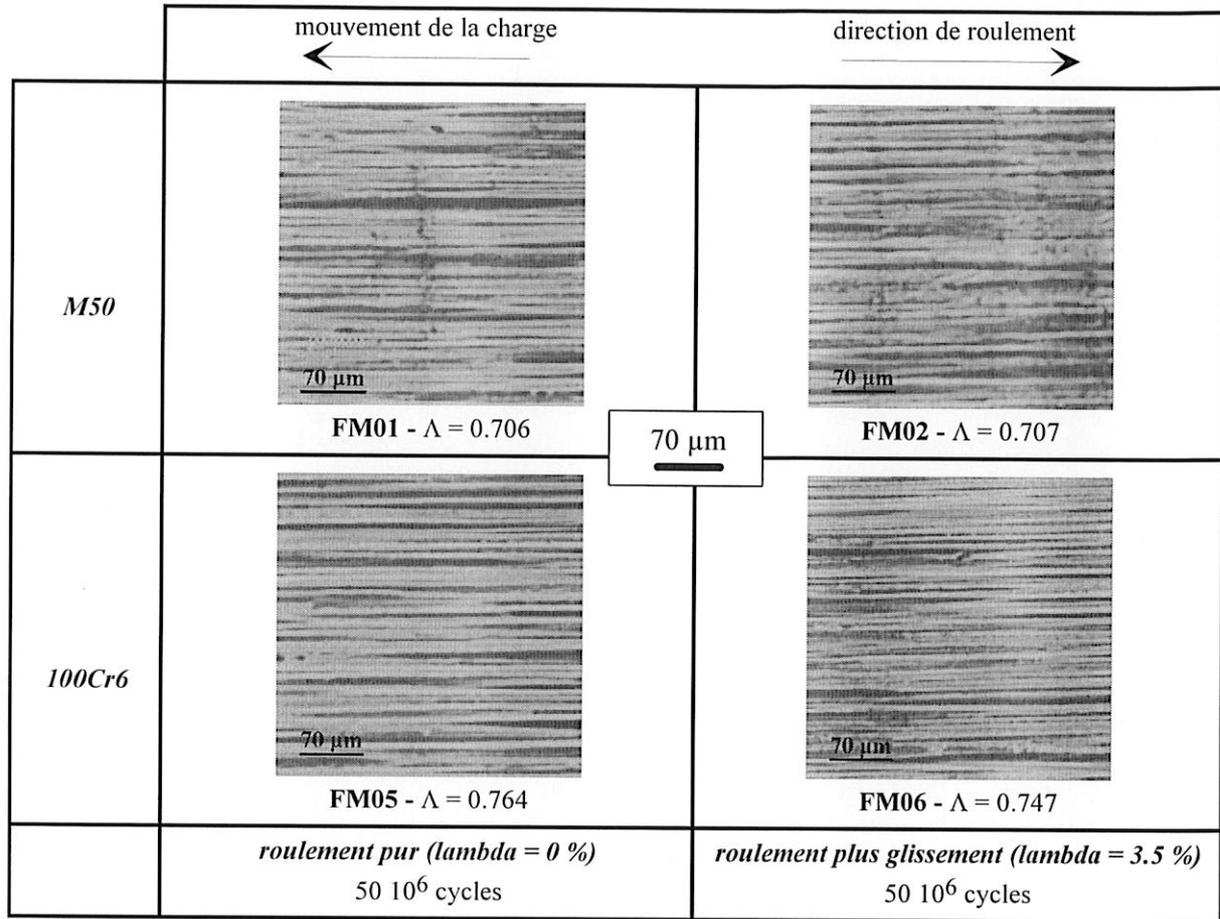


Fig. III.6 : Aspect des surface après essai ($P_{Hmax} = 2.5 \text{ GPa}$)

3.1.2 OBSERVATIONS EN SOUS-COUCHE ($P_{HMAX} = 3.5 \text{ GPa}$ ET 2.5 GPa)

Les observations en sous-couche ont été effectuées par Frédéric Champiot et Pierre Lamagnère du laboratoire de GEMPPM. Ce paragraphe résume les observations consignées dans le rapport BRITE ELAB T015 [36].

3.1.2.1. Microscopies optique et électronique à balayage

Les coupes ont été faites parallèlement au sens de roulement dans la zone où le maximum de microhétérogénéités pouvaient être observées (repérage effectué grâce aux relevés par ultrasons). L'approche de microhétérogénéités caractéristiques a été faite par polissages successifs et par observations au microscope optique. Une fois, la ou les zones critiques détectées, une observation au microscope électronique à balayage a été faite.

Des coupes sont présentées figure III.7. De nombreux papillons sont visibles dans le M50 et le 100Cr6. Leur nombre est plus élevé dans le M50 à cause des carbures primaires dans le matériau (figures III.7a et III.7b). Les papillons sont principalement situés autour de micro-hétérogénéités et présentent généralement une micro-fissure.

D'autres papillons et micro-fissures ont été observés dans les 2 matériaux autour d'inclusions non-métalliques mais leur nombre reste limité étant donnée la propreté des matériaux. Les coupes montrent des inclusions typiques identifiées par GEMPPM comme étant de l'alumine (figure III.7d) et de l'alumine + aluminat de calcium (figure III.7c) pour le M50 et de l'alumine (figure III.7f) pour le 100Cr6.

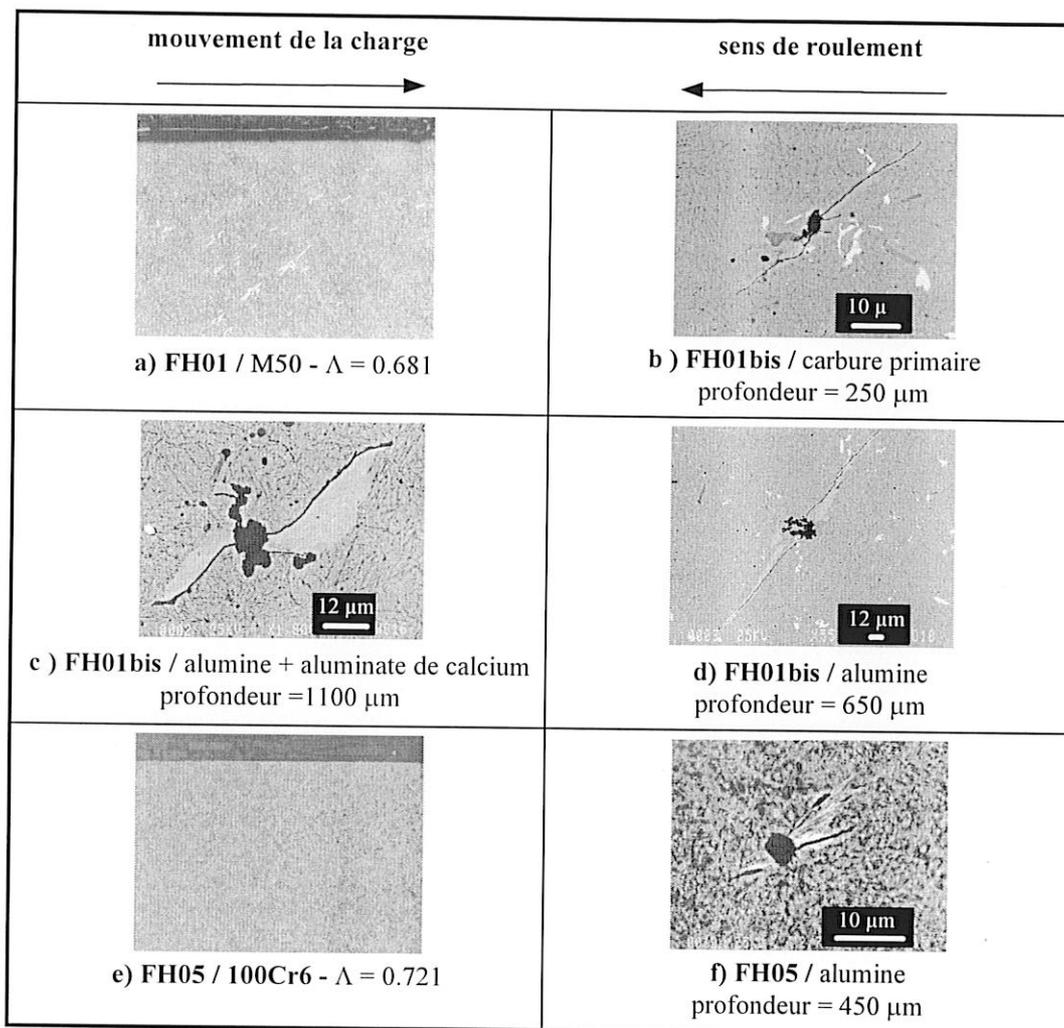


Fig. III.7 : Observations en sous-couche pour des éprouvettes polies ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$) [74]

3.1.2.2. Echographie par ultrasons

L'essai FH01bis a été interrompu plusieurs fois pour permettre à Pierre Lamagnère et Frédéric Champiot d'échographier le matériau jusqu'à une profondeur supérieure à celle de Hertz.

Une première échographie (figure III.8) montre l'état de la sous-couche avant essai. Cette figure représente une vue de dessus de la piste aux profondeurs les plus critiques. Chaque bande correspond à un sixième de la longueur de la piste sur 2 mm de large. Les zones 1 et 2 respectivement à 260 et 120 μm montrent une concentration importante de défauts.

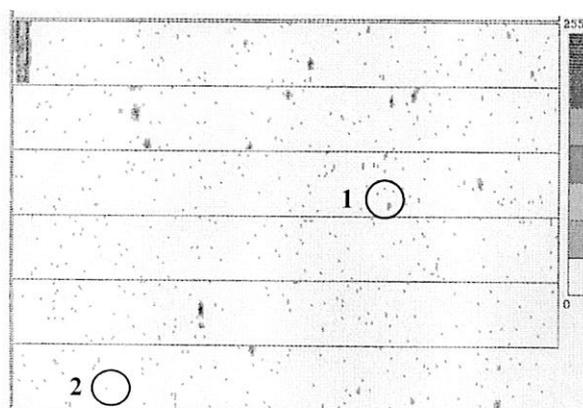


Fig. III.8 : Signal émis par ultrasons à partir de la piste avant essai (FH01 bis) [74]

La présence de 3 types d'échos nommés respectivement de types I, II et III est répertoriée :

- les zones 1 et 2 correspondant initialement à la présence d'inclusions d'alumine (figure III.9). Les relevés montrent que l'écho augmente de manière significative à partir de 10^5 cycles jusqu'à la fin du test, soit 5.10^7 cycles. L'évolution des échos mesurés est différente en fonction des défauts détectés. Certains augmentent, d'autres faiblissent.
- des échos apparaissant à partir de 5.10^6 cycles. Ils correspondent à la présence d'inclusions métalliques de carbures primaires autour desquelles des microfissures avec papillons se sont développées. Leur nombre croît rapidement en fonction du nombre de cycles. Leur distribution est hétérogène le long de la circonférence mais leur densité est plus grande dans 2 régions situées à 180° l'une de l'autre (figure III.10).
- des échos apparaissant à 1 mm de profondeur après 5.10^7 cycles.

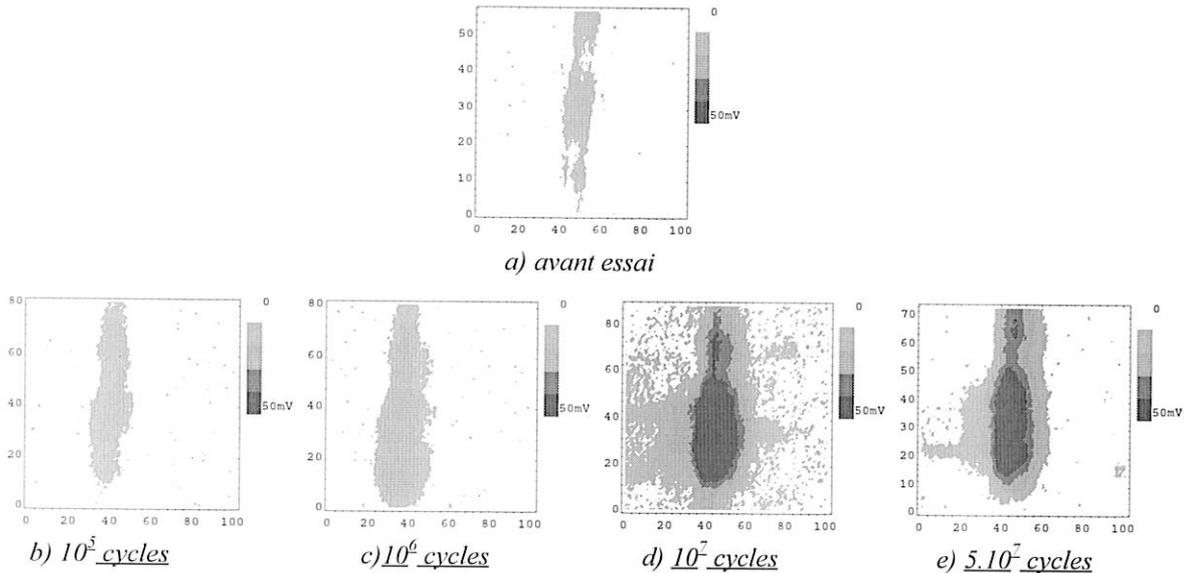


Fig. III.9 : Signal émis par la zone 2 au cours du test FH01 bis en mV [74]
(10 div. : 70 μm , 10 div. : 80 μm)

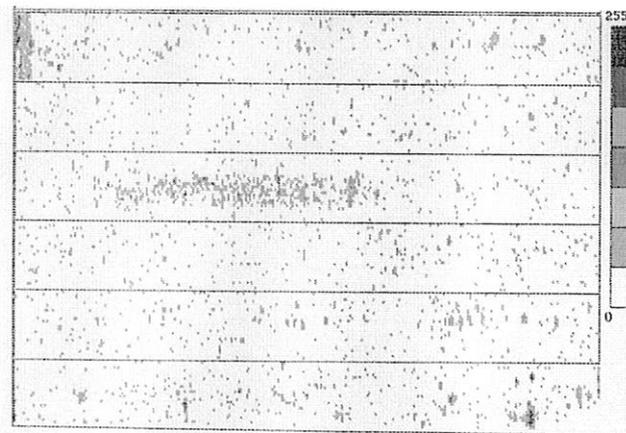


Fig. III.10 : Signal émis par ultrasons à partir de la piste après 5.10^7 cycles (FH01 bis) [74]

type de signal	type d'inclusion	profondeur (μm)	nombre de cycles à l'amorçage
I	non-métallique	120 - 320 / 650	$<10^5$ / $5 \cdot 10^5$ - $1 \cdot 10^6$
II	métallique (carbure)	120 - 380	$1-50 \cdot 10^6$
II	non-métallique	1000	$10-50 \cdot 10^6$

Tab. III.5 : Types d'échos rencontrés lors du test FH01 bis

Tout au long des essais, la profondeur des signaux observés dès le début de l'essai (type I) n'évolue pas. Ceci signifie que les avaries ne se développent pas de manière significative dans les conditions d'essai choisies. Des relevés de contraintes résiduelles effectués par SNR pour GEMPPM sur un échantillon fatigué en M50 montrent des contraintes de compression entre 250 et 500 μm de profondeur. L'affaiblissement des échos ultrasonores peut donc être dû à la fermeture des lèvres des fissures sous l'effet de ces contraintes de compression [74].

Les inclusions non-métalliques sont responsables des signaux de type I et III. Les inclusions de type III peuvent être distinguées de celles de type I par leur profondeur supérieure à celle de la contrainte de cisaillement maximum et par leur tendance à apparaître groupées. La position profonde des inclusions induit une apparition tardive des papillons due au faible champ de contrainte cyclique.

Les conditions cinématiques de roulement pur et de roulement plus glissement (2%) n'influencent pas les modifications en sous-couche d'une manière significative. Néanmoins, les observations menées sur le M50 par GEMPPM montrent que la concentration de papillons dans la profondeur semble légèrement varier en fonction de l'amplitude du frottement en surface. La figure III.11 montre le nombre de papillons par couche de 100 μm de profondeur sur une surface d'environ 25 mm^2 . Dans des conditions de roulement plus glissement la concentration maximum de papillons se situe environ à 100 - 200 μm alors que dans des conditions de roulement pur, elle se situe aux environs de 200 - 300 μm .

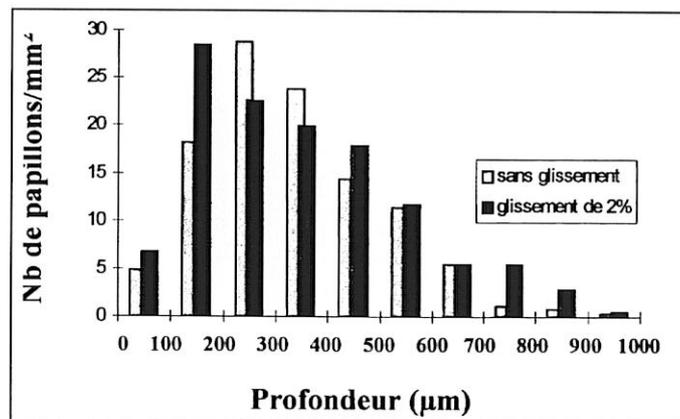


Fig. III.11: Concentration des papillons de phase blanche en fonction de la profondeur et du taux de glissement ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$) [74]

3.1.3. CARACTERISTIQUES DES DOMMAGES OBSERVES EN SOUS-COUCHE

Dénomination

- Le type d'endommagement observé aux environs de la profondeur de Hertz (profondeur de la contrainte de cisaillement maximum) correspond à de la *fatigue amorcée en sous-couche*.

Définition

- Cette fatigue amorcée en sous-couche consiste en l'amorçage de micro-fissures dans des zones de martensite dégradée en phase blanche ou papillons de fatigue observés autour de microhétérogénéités présentes dans les aciers à roulement.

Forme

- Ce sont des micro-fissures et des papillons de fatigue dont la taille est de l'ordre de 10 - 50 μm . Certains papillons de 80 μm de longueur ont été repérés.
- Ils sont orientés à environ 45° par rapport à la surface et le sens de leur inclinaison est fonction du sens de déplacement du contact.

Localisation

- Ils apparaissent autour de microhétérogénéités situées en profondeur dans le massif autour de la zone de cisaillement maximum. La profondeur est comprise entre 120 et 1000 μm . La limite de 120 μm est probablement due aux faibles contraintes et à l'existence de contraintes résiduelles de compression dans le matériau jusqu'à une profondeur de quelques dizaines de microns [74]. Ces mêmes paramètres semblent limiter le développement des défauts situés à une profondeur supérieure à 250 μm .

Effet des conditions de chargement

- La pression de Hertz gouverne l'amorçage de la fatigue associée aux microhétérogénéités. A 3.5 GPa, fissures et papillons de phase blanche apparaissent pour les 2 matériaux. A 2.5 GPa, aucun papillon n'a pu être détecté autour des microhétérogénéités. Un essai intermédiaire à 3 GPa sur du M50 produit de nombreuses fissures après $50 \cdot 10^6$ cycles.
- Le glissement a pour effet de remonter vers la surface la zone où la concentration de papillons de phase blanche est maximum.

Concentration

- Elle est liée à la composition du matériau, des inclusions et au nombre de cycles. La concentration des microhétérogénéités et leur composition (dureté, limite élastique) sont des paramètres fondamentaux. Les défauts sont concentrés préférentiellement autour des alumines et des carbures. Le 100Cr6 est donc moins endommagé que le M50 où de nombreux carbures primaires sont présents.

Conséquences

- Les microfissures observées ne se propagent pas vers la surface dans les conditions d'essais données. Leur propagation dans des conditions plus sévères (chargement et nombre de cycles) donnerait naissance à de l'*écaillage amorcé en sous-couche*.

3.1.4. CONCLUSION

Aucun endommagement n'a été observé en surface jusqu'à $50 \cdot 10^6$ cycles pour les éprouvettes polies.

Sous une pression de 3.5 GPa, l'amorçage de fatigue en sous-couche est apparu pour les 2 types d'acier :

- la principale différence de comportement entre le 100Cr6 et le M50 provient du fait que celui-ci contient des inclusions de carbures primaires autour desquels peuvent se développer des papillons et des fissures de fatigue. Néanmoins, les mécanismes sont identiques pour les différents types d'inclusions. Ces inclusions sont très nocives de part leur module d'Young et leur dureté très éloignés de ceux de la matrice [75].
- L'amorçage se développe à différents stades de la vie du contact en fonction du type d'inclusion et de sa profondeur. Pour les inclusions les plus nocives (alumine), l'amorçage a lieu avant 10^5 cycles entre 130 et 320 μm de profondeur, entre $5 \cdot 10^5$ et 10^6 cycles autour de 650 μm et entre 10^7 et $5 \cdot 10^7$ cycles 1 mm sous la surface. Pour les carbures primaires, le nombre de cycles à l'amorçage est compris entre 10^6 et $5 \cdot 10^6$ cycles.
- Les fissures apparaissant au niveau des papillons autour des inclusions ne se développent pas. Les conditions d'essais (3.5 GPa, éprouvettes polies) semblent favoriser uniquement la phase d'amorçage de la fatigue de roulement.
- Les forces de frottement en surface induisent un déplacement vers la surface de la zone où les modifications microstructurales se produisent.

A 2.5 GPa, aucun écho d'amorçage de fissures n'a pas être détecté après $50 \cdot 10^6$ cycles dans l'acier M50, contrairement à 3 GPa où de nombreuses fissures ont été repérées.

3.2. EPROUVETTES NON POLIES

Ces éprouvettes ont eu leur usinage stoppé à la phase de rectification avant la phase de polissage.

Dans un premier temps, nous allons présenter l'évolution de l'état de surface des éprouvettes au cours du temps. Ensuite, nous décrirons les endommagements obtenus par de fatigue de roulement.

3.2.1. EVOLUTION DE L'ETAT DE SURFACE AU COURS DES ESSAIS

Cette partie montre que les surfaces subissent un rodage important dès les premiers milliers de cycles. Avant essai, le profil des disques rugueux est fait de la superposition d'ondulations de différentes longueurs :

- des petites longueurs d'onde de quelques μm correspondent aux rainures de rectification,
- des grandes longueurs d'onde comprises entre 150 et 350 μm correspondent aux oscillations de la surface.

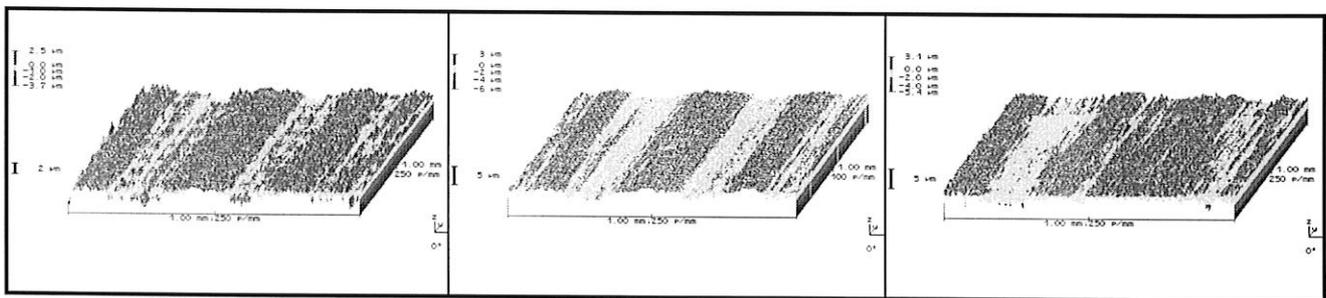
Les relevés de rugosimétrie montrent que les longueurs d'onde prédominantes des aciers M50 et 100Cr6 sont différentes. Pour le M50, les principales longueurs d'onde répertoriées sont de 330, 280, 160-140, 80-70, 40-20 μm . Celle de 330 μm correspond à l'ondulation la plus importante visible sur la figure III.12. Pour le 100Cr6, les longueurs prédominantes sont de 170-140, 80-70 et 40-30 μm .

Le rodage a été observé pour les éprouvettes rugueuses testées à 1.5 et 2.5 GPa en roulement pur et roulement plus glissement. Les caractéristiques générales de l'évolution des surfaces sont les mêmes pour ces différents cas.

Les premiers cycles sont marqués par un aplanissement du sommet des aspérités assez prononcé. La figure III.13 montre que l'écrêtage des aspérités de faibles longueurs d'onde est déjà visible à 50000 cycles.

Le phénomène s'accroît avec le nombre de cycles. La figure III.12 montre l'évolution typique de la topographie des surfaces rugueuses à 0.05, 1 et 5 10^6 cycles pour le test FH03. Il est visible que la surface s'aplanit au cours des cycles. Finalement, mêmes les ondulations de grande longueur d'onde et de grande amplitude ont tendance à être écrêtées.

De plus, à partir de 5 10^6 cycles des micro-écailles apparaissent au sommet des ondulations. Ceci est illustré figure III.14 pour un nombre de cycles de 50 10^6 cycles en roulement pur et de 10 10^6 cycles en roulement plus glissement.



a) 50000 cycles

b) 1 10^6 cycles

c) 5 10^6 cycles

Fig. III.12 : Topographie d'une surface rugueuse / FL03 (M50 - 1.5 GPa - $\Lambda = 0.425$ - $\lambda = 0\%$)

A un nombre de cycles plus élevé, en roulement plus glissement, les essais effectués avec l'acier M50 non poli montrent la formation de bandes fortement endommagées, parallèles à la direction du roulement et espacées de 280 à 350 μm . Pour ceux effectués avec du 100Cr6, les distances caractéristiques sont situées entre 140 et 170 μm .

En roulement pur, dès 1. 10^6 cycles, des avaries de très faible taille peuvent apparaître disséminées sur toute la largeur de la piste de roulement. C'est après quelques millions de cycles que des bandes d'endommagements très marquées se forment.

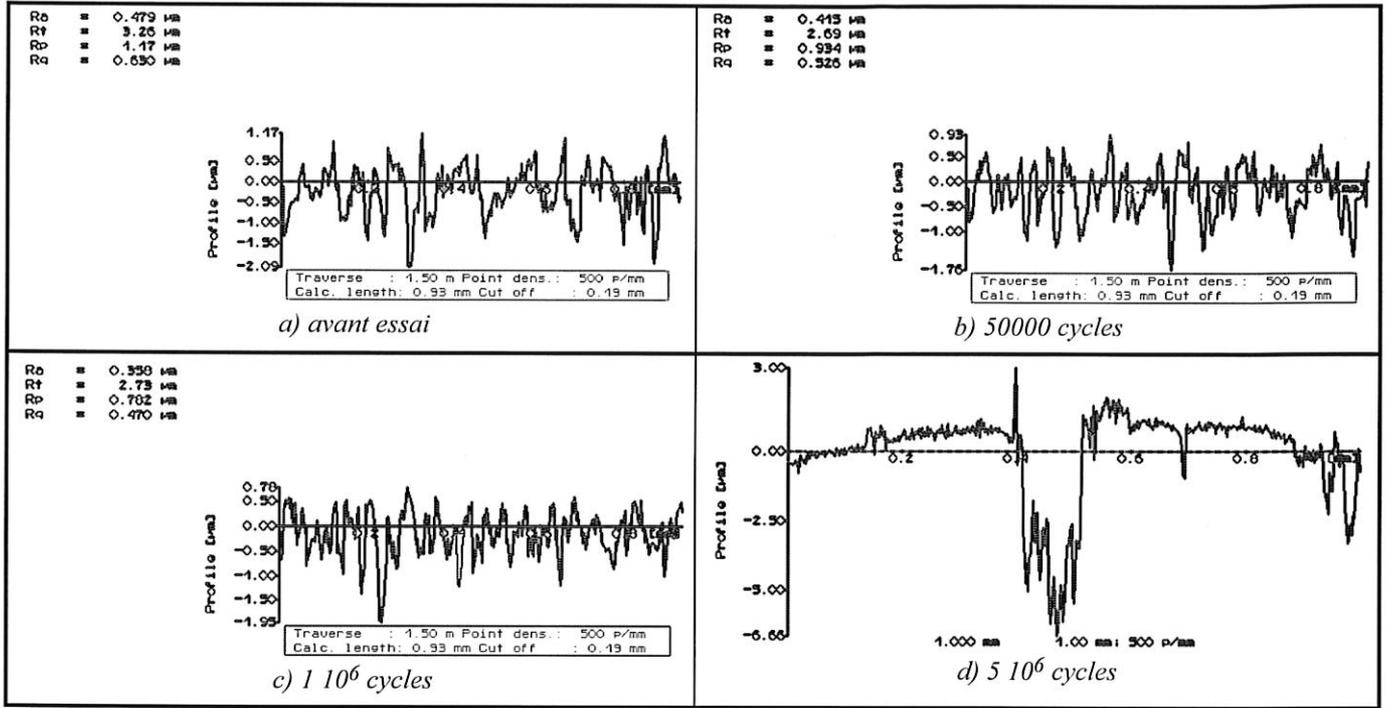


Fig. III.13 : Profil de surface autour d'une micro-écaille / FM07 (100Cr6 - 2.5 GPa - $\Lambda = 0.342$ - $\lambda = 0\%$)

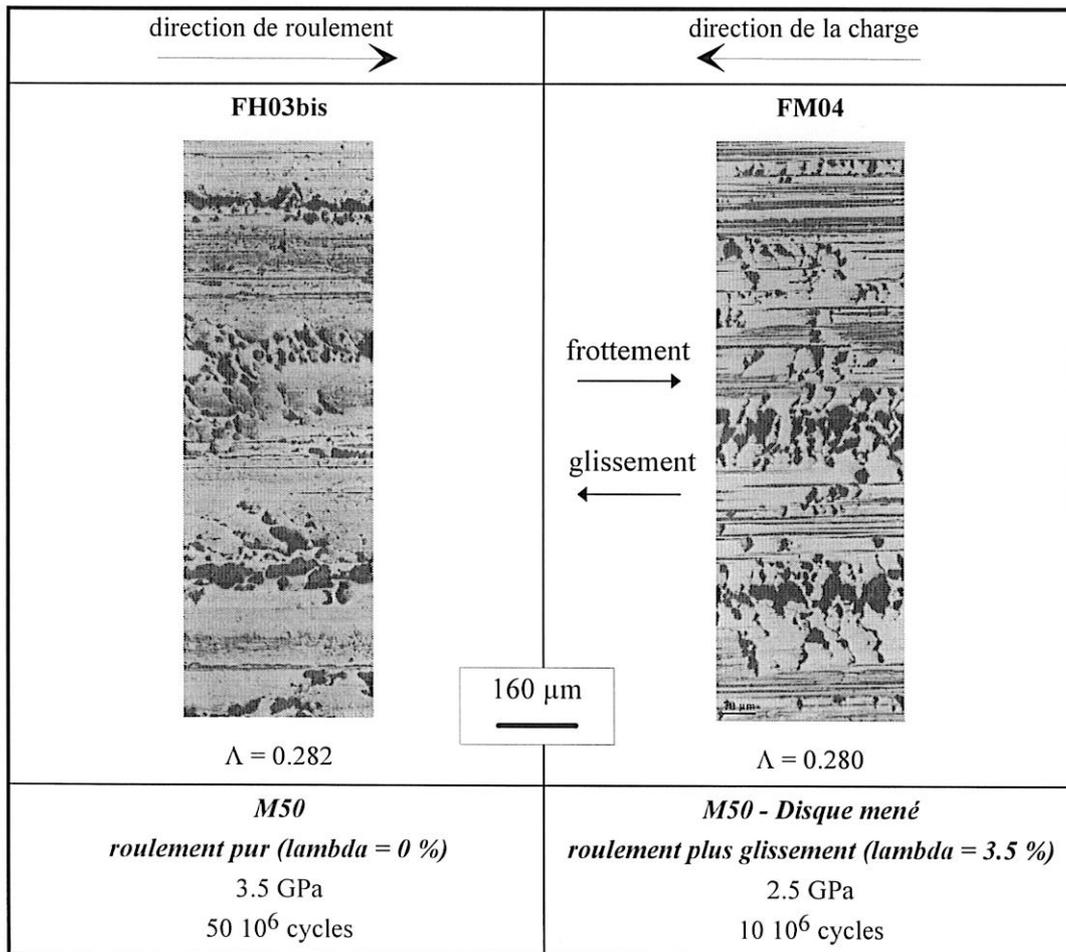


Fig. III.14 : Aspect des surfaces d'éprouvettes de M50

Le micro-écaillage observé en surface est présent quelles que soient les conditions d'essai (aciers M50 et 100Cr6, pressions 1.5, 2.5 et 3.5 GPa) sur les surfaces rugueuses. Il apparaît très tôt dès 5 10⁶ cycles que ce soit en roulement pur ou en roulement plus glissement pour les 3 chargements. Ceci met en évidence le rôle de la

topographie des surfaces dans l'endommagement des surfaces dont une des conséquences est la concentration de micro-écaillés plus importante au sommet des oscillations.

La partie suivante décrit les observations détaillées et les caractéristiques concernant les endommagements obtenus. Une première observation des surfaces rugueuses fatiguées montre qu'il existe apparemment une différence de morphologie entre les endommagements obtenus en roulement pur et ceux obtenus en roulement plus glissement, quelle que soit la charge. Les parties suivante sont donc axées autour des conditions cinématiques. Nous nous intéresserons donc dans un premier temps aux avaries de roulement pur puis à celles de roulement plus glissement.

La figure suivante (III.15) décrit les sens de roulement, de frottement et de mouvement de la charge pour les surfaces lente et rapide d'un contact.

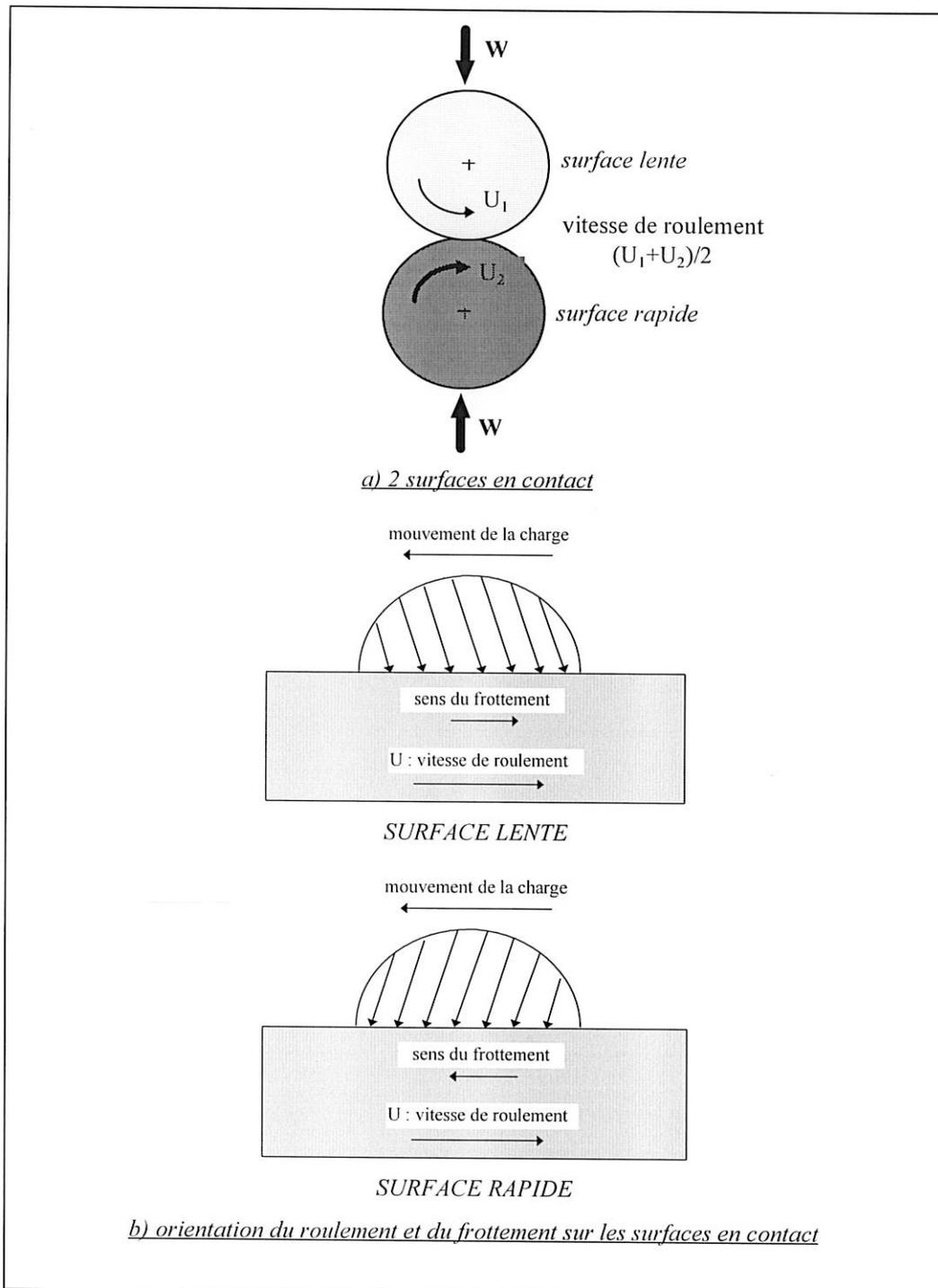


Fig. III.15 : Orientation du roulement, du frottement et du mouvement de la charge sur les surface lentes et rapides d'un contact

3.2.2. ROULEMENT PUR

Les essais effectués en roulement pur correspondent aux références (tableau III.4):

- FH03 (M50), FH03bis (M50), FH07 (100Cr6) à 3.5 GPa,
- FM03 (M50), FM07 (M50), FL03 (M50) et FL07 (M50) à 2.5 GPa.

3.2.2.1. Observations en surface

L'aspect des surfaces en fin d'essai est illustré figure III.16. Les photos montrent que quel que soit le matériau des micro-écailles sont formées. La pression appliquée dans le contact n'influence pas cette concentration. Par contre, l'acier M50 favorise plus particulièrement l'apparition et le développement du micro-écaillage. Pour des paramètres Λ voisins de 0.425 (fig. III.16a) et 0.459 (fig. III.16d) à 1.5 GPa (essais FL03 et FL07), le M50 est plus endommagé que le 100Cr6. Cette remarque est aussi valable pour les autres tests.

La forme des défauts est la même quels que soient le matériau et la charge. Des fissures parallèles à la direction du roulement sont visibles en surface (fig. III.16c). Les micro-écailles se forment préférentiellement au sommet des aspérités. Ceci est particulièrement visible figure III. 16e. C'est au droit des aspérités que se trouvent les pressions normales maximales en surface et les contraintes maximales de cisaillement dans le matériau.

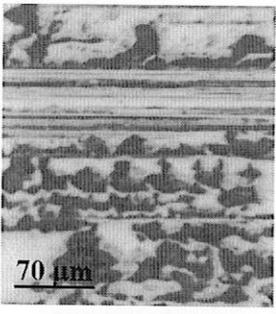
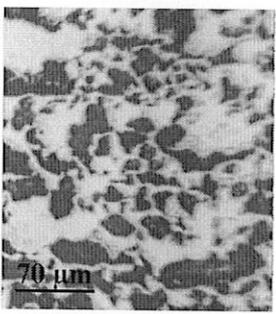
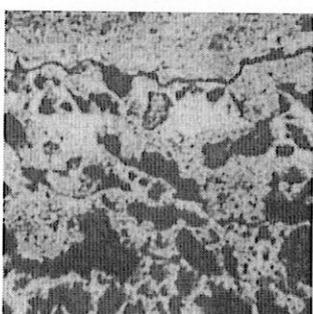
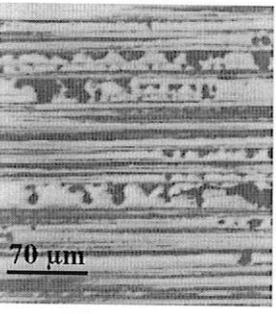
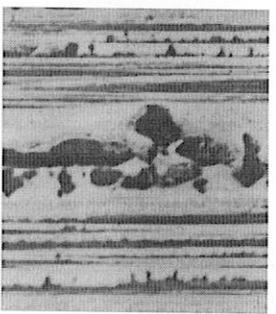
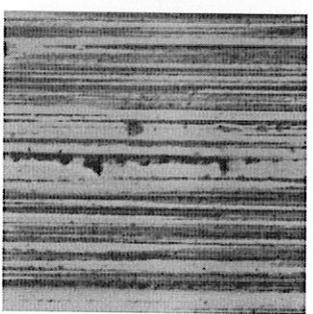
	← mouvement de la charge		sens de roulement →
M50	FL03  70 μm <i>a) $\Lambda = 0.425$</i>	FM03  70 μm <i>b) $\Lambda = 0.399$</i>	FH03bis  <i>c) $\Lambda = 0.282$</i>
100Cr6	FL07  70 μm <i>d) $\Lambda = 0.459$</i>	FM07  <i>e) $\Lambda = 0.342$</i>	FH07  <i>f) $\Lambda = 0.333$</i>
	roulement pur ($\lambda = 0\%$) 1.5 GPa 20 10^6 cycles	roulement pur ($\lambda = 0\%$) 2.5 GPa 20 10^6 cycles	roulement pur ($\lambda = 0\%$) 3.5 GPa 50 10^6 cycles

Fig. III.16 : *Etat de surface des éprouvettes rugueuses soumise à du roulement pur*

L'évolution de la concentration des avaries de surface pendant les tests est montrée figure III.17. A 10^6 cycles, quelques piqûres sont visibles en surface. A $5 \cdot 10^6$ cycles, pour le M50, le nombre et la taille des micro-écailles a considérablement augmenté (fig. III.17b). Pour le 100Cr6, l'évolution est beaucoup plus limitée (fig. III.17e). A $20 \cdot 10^6$ cycles, le M50 laisse apparaître des fissures en surface orientées parallèlement à la direction du roulement.

Les fissures apparaissent en surface après les micro-écailles. Ce type d'endommagement reste très limité en profondeur ($5 \mu\text{m}$).

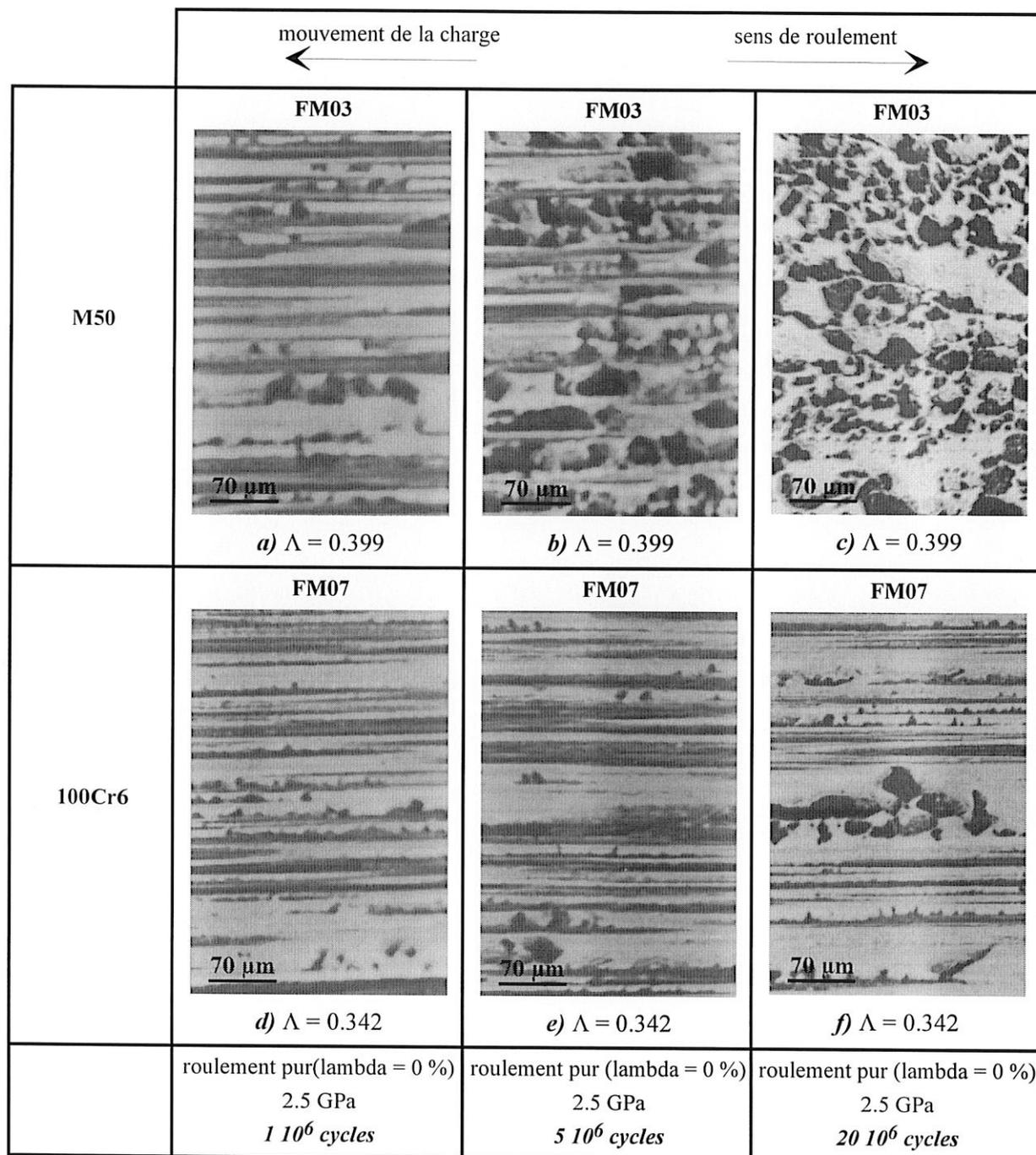


Fig. III.17 : Evolution de la concentration d'avaries en roulement pur en fonction du temps ($P_{Hmax} = 2.5 \text{ GPa}$)

Les différentes concentrations d'endommagement entre le M50 et le 100Cr6 sont probablement dues aux différences que présentent les 2 aciers concernant les inclusions et les états de surface.

Nous avons vu que le M50 combine des ondulations d'amplitude ($0.3 \mu\text{m}$) et de longueur élevées ($350 \mu\text{m}$) avec des ondulations de plus faibles longueurs ($20\text{-}40 \mu\text{m}$) mais présentant des amplitudes à l'état neuf non négligeables ($0.1 \mu\text{m}$). Concernant le 100Cr6, les mêmes ondulations de faible longueur sont présentes,

mais les plus longues ne dépassent pas 150-170 μm . Les relevés de profil montrent bien la différence qui existe entre les 2 aciers à ce niveau. Il semble donc que le profil des rugosités soit un premier facteur expliquant les différences obtenues entre le M50 et le 100Cr6.

Par ailleurs, nous avons envisagé le rôle des microhétérogénéités car l'acier M50 contient des inclusions de carbure qui sont à l'origine d'amorçage de papillons et de fissures de fatigue en sous-couche. La surface présentant de nombreuses lignes de carbures transverses à la direction du roulement (figure III.18), nous avons tenté de détecter une correspondance entre les répartitions de micro-écailles et de carbures. Mais ces observations n'ont pas été concluantes. Même pour un faible nombre de cycles, quand les surfaces sont encore nettes, il n'y a pas de concordance entre les répartitions.

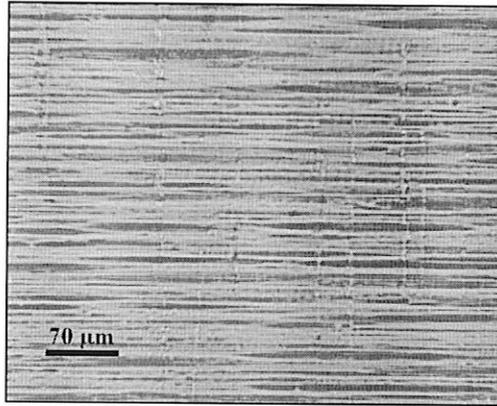


Fig. III.18 : Lignes de carbures visibles en surface d'un galet de M50 (surface neuve)

3.2.2.2. Observations en sous-couche

Le test FH03bis a été interrompu pour permettre au laboratoire de GEMPPM d'effectuer des échographie par ultrasons pour détecter toute évolution d'un endommagement en sous-couche.

Les observations font apparaître que dans le cas d'un contact rugueux les avaries de sous-couche sont amorcées à la même profondeur et pour un nombre de cycles équivalent que dans le cas d'un contact lisse.

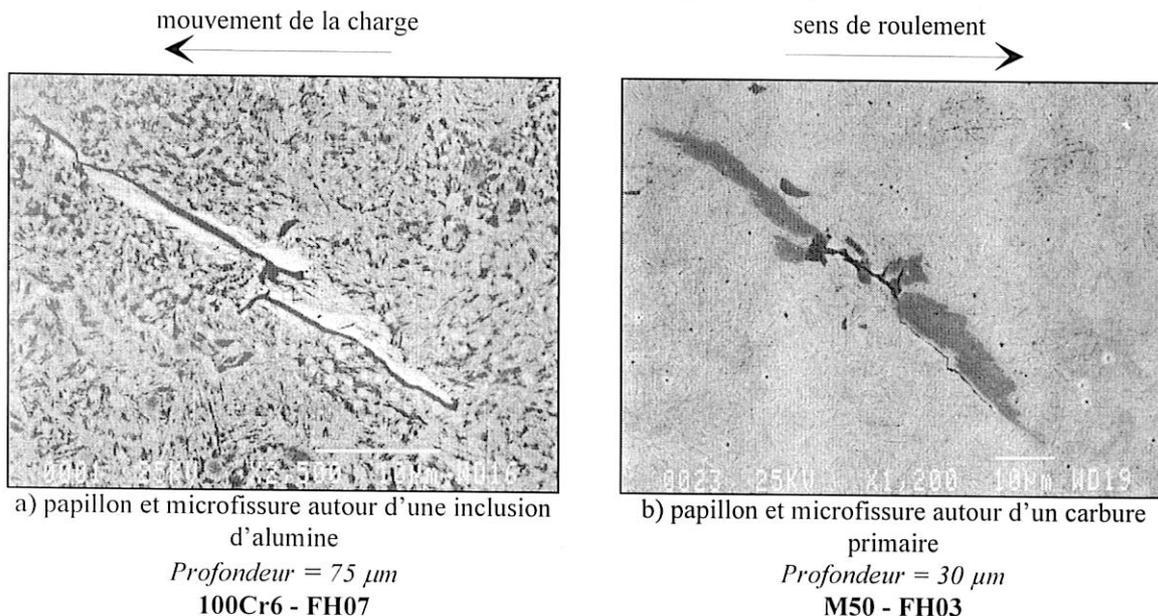


Fig. III.19 : Amorçage d'avaries [74]

De nombreux papillons et microfissures peuvent être observés dans la sous-couche, entre 200 et 400 μm de profondeur comme précédemment, mais aussi entre 0 et 100 μm . La première zone correspond à l'influence de la pression globale de Hertz. La seconde zone correspond à l'influence des pressions locales dues aux

ondulations de surface. Ceci est illustré par les figures III.19a et III.19b, pour le M50 et le 100Cr6. Les microhétérogénéités à l'origine de la formation des papillons et des microfissures ont été identifiées comme étant des inclusions d'alumine (figure III.19a) pour le 100Cr6, des carbures primaires pour le M50 (figure III.19b). Les papillons repérés ne donnent pas naissance à des fissures propagées vers la surface.

3.2.2.3. Caractéristiques des endommagements obtenus en roulement pur

Dénomination

- Le terme de *micro-écaillage de roulement pur* peut être adopté pour désigner le type d'avaries observé dans ce paragraphe.

Définition

- Ce type d'avarie est fait de micro-écailles et de microfissures à l'échelle des aspérités. Il résulte des contraintes normales agissant à l'échelle des aspérités.

Caractéristiques

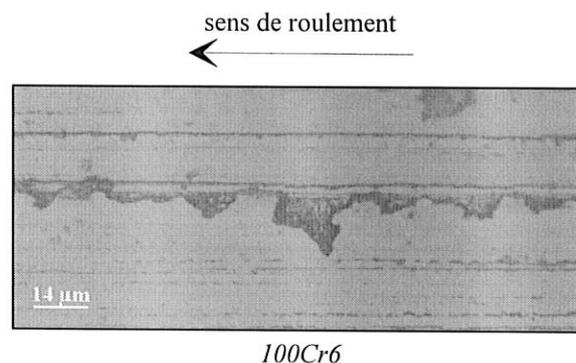
- les micro-écailles apparaissent dès 10^6 cycles et se développent jusqu'à la fin des essais ($20 \cdot 10^6$ cycles à 1.5 et 2.5 GPa, $50 \cdot 10^6$ cycles à 3.5 GPa).
- Le niveau de charge (1.5, 2.5 et 3.5 GPa) et le matériau (M50 et 100Cr6) n'influencent pas la forme des micro-écailles observées en surface.
- Les dimensions en surface sont de l'ordre de 10 à $100 \mu\text{m}$ dans les directions transversales et longitudinales au roulement.
- La profondeur est comprise entre 5 et $10 \mu\text{m}$ maximum.
- Quelques fissures sont observées en surface. Elles sont parallèles à la direction du roulement.

Concentration

- La concentration du micro-écaillage est particulièrement liée au type de matériau (figure III.16) et au nombre de cycles (figure III.17). Les effets du chargement sont moins prépondérants que pour les surfaces lisses (figure III. 16).
- les éprouvettes de 100Cr6 sont moins marquées que celles de M50. La concentration de carbures dans le M50 est probablement la cause de cette concentration plus importante.

Localisation

- Le micro-écaillage de roulement pur est principalement situé au sommet des aspérités de grande longueur d'onde le long des rainures d'usinage, comme le montre la figure III.20.



100Cr6

FH07 ($\Lambda = 0.333$, $50 \cdot 10^6$ cycles)

Fig. III.20 : Groupe de micro-écailles développées le long de rainures d'usinage - $P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$ - $\lambda = 0\%$

3.2.2.4. Conclusion

Les observations conduisent aux conclusions suivantes :

- En sous-couche (profondeur de Hertz), l'évolution de la structure est la même pour les éprouvettes rugueuses et lisses. A 3.5 GPa, les papillons et les microfissures apparaissent autour des microhétérogénéités du matériau tôt dans la vie du matériau. A 1.5 et 2.5 GPa, ni papillon, ni microfissure ne se forment.
- A proximité de la surface (entre 0 et 100 μm), des microfissures et des papillons apparaissent autour des microhétérogénéités. La combinaison avec les pressions locales élevées à l'échelle des ondulations est à l'origine de ces formations.
- En surface, il y a formation de micro-écaillage au sommet des ondulations de grande longueur d'onde sous l'influence des pressions normales locales créées par l'amplitude élevée des rugosités.

D'après les observations conduites en surface du M50, les carbures ne semblent pas être la cause directe de l'amorçage des micro-écailles. D'ailleurs, aucun micro-écaillage n'est visible à la surface des éprouvettes lisses où les lignes de carbure sont aussi présentes. Par contre, celles-ci peuvent participer à la décohésion du matériau sous l'effet des fortes sollicitations auxquelles sont soumises les surfaces rugueuses.

Les micro-écailles semblent donc amorcées en surface au niveau des rainures de rectification situées au sommet des ondulations de grande longueur. La rugosité agit comme le principal intensificateur de contraintes.

Notons qu'au cours de ces essais en roulement pur, il n'a pas été observé de propagation en profondeur des avaries superficielles. Des conditions de roulement sans glissement ne sont donc pas propices à un développement catastrophique des micro-écailles en écailles amorcées en surface.

3.2.3. ROULEMENT PLUS GLISSEMENT

Les tests correspondent aux références FH04, FH08, FM04, FM08, FL04 et FL08 du tableau III.2. L'évolution de la concentration des avaries au cours des tests est montrée dans la figure III.20.

3.2.3.1. Observations en surface

L'aspect des surfaces après essai est illustré figure III.21 en fonction du matériau et de la charge.

Comme dans le cas des essais en roulement pur, de nombreuses micro-écailles apparaissent sur la piste dès 10^6 cycles jusqu'à la fin du test (10^6 cycles à 1.5 et 2.5 GPa, 37 ou $50 \cdot 10^6$ cycles à 3.5 GPa). Ceci est illustré figure III.22.

La forme et la taille d'une micro-écaille restent les mêmes quel que soit le matériau, M50 ou 100Cr6. La concentration est aussi influencée par la nature du matériau même si cela paraît moins visible que pour les essais en roulement pur.

Quelle que soit la charge normale, le micro-écaillage apparaît. Néanmoins, la pression de contact semble favoriser un développement plus ou moins sévère des avaries. En effet, à 1.5 GPa, les micro-écailles sont moins développées qu'à 2.5 et 3.5 GPa. Elles ont une morphologie plus proche de la microfissure que de la micro-écaille (fig. III. 21a).

Les groupes de micro-écailles sont principalement développés dans la direction de roulement au sommet des ondulations de surface au centre ou sur les bords de la piste. Ces micro-écailles sont regroupées en zones formant des bandes sur toute la circonférence de la piste (fig. III.22 et III.14). L'espacement entre ces bandes est proche de la plus grande longueur d'onde mesurée en surface. Pour le M50, il est d'environ $300 \mu\text{m}$, pour le 100Cr6 de $150 \mu\text{m}$ (figure III.22 et III.14). Par rapport au roulement pur, les bandes sont beaucoup plus marquées que le reste de la piste. Nous observons que le glissement accentue l'effet des ondulations et modifie la morphologie des avaries.

Les micro-écailles sont en forme de «V» (fig. III. 22 et III.22). Ceci est particulièrement visible pour les essais FH04 et FH08 (fig. III. 21c et 21f). Leurs dimensions en surface semblent légèrement supérieures à celle des micro-écailles obtenues en roulement pur (environ $50 \mu\text{m}$ dans la direction transversale au roulement et 50 à $100 \mu\text{m}$ dans la direction longitudinale).

Les surfaces présentées figure III.22 montre que l'orientation des micro-écailles par rapport au sens du roulement est différente pour le disque menant et le disque mené. Ceci met en évidence le rôle des contraintes tangentielles de cisaillement dues au glissement en surface.

Les micro-écailles présentent des fissures visibles en surface et orientées dans la direction transversale au roulement (figure III.23). Rappelons que dans le cas du roulement pur, les microfissures en surface sont dans la direction longitudinale.

La comparaison entre les disques d'un même couple montre que le disque mené est plus endommagé que le disque menant (fig. III. 21). A 3.5 GPa, la surface endommagée du disque mené représente 90% de plus que la surface endommagée du disque mené avec l'acier 100Cr6 et 30% de plus avec l'acier M50.

Comme pour les essais en roulement pur, nous n'avons pas un fonctionnement élastohydrodynamique lisse mais rugueux du contact. Ceci entraîne la génération de niveau de pressions locales très élevées au sommet des aspérités. La différence avec le roulement pur indique que la rugosité n'est pas le seul facteur prépondérant entrant en jeu dans la fatigue de surface.

Pour obtenir des informations complémentaires concernant la formation des avaries, des coupes longitudinales et transversales de la piste de roulement ont été préparées pour effectuer des observations au microscope optique et au M.E.B.

mouvement de la charge

sens du roulement



M50	disque menant	<p>FL04</p> <p>70 μm</p> <p>a1)</p>	<p>FM04</p> <p>70 μm</p> <p>b1)</p>	<p>FH04 (37 10⁶ cycles)</p> <p>c1)</p>
	disque mené	<p>70 μm</p> <p>a2) $\Lambda = 0.395$</p>	<p>70 μm</p> <p>b2) $\Lambda = 0.280$</p>	<p>c2) $\Lambda = 0.366$</p>
100Cr6	disque menant	<p>FL08</p> <p>70 μm</p> <p>d1)</p>	<p>FM08</p> <p>70 μm</p> <p>e1)</p>	<p>FH08 (50 10⁶ cycles)</p> <p>f1)</p>
	disque mené	<p>70 μm</p> <p>d2) $\Lambda = 0.467$</p>	<p>70 μm</p> <p>e2) $\Lambda = 0.351$</p>	<p>70 μm</p> <p>f2) $\Lambda = 0.472$</p>
		<p>roulement / glissement (lambda = 6 %)</p> <p>1.5 GPa</p> <p>10 10⁶ cycles</p>	<p>roulement / glissement (lambda = 3.5 %)</p> <p>2.5 GPa</p> <p>10 10⁶ cycles</p>	<p>roulement / glissement (lambda = 2 %)</p> <p>3.5 GPa</p> <p>37 (M50)/50 (100Cr6) 10⁶ cycles</p>

Fig. III.21 : Aspect des surfaces des éprouvettes rugueuses soumises à du roulement plus glissement

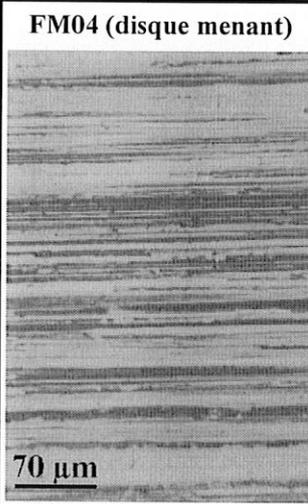
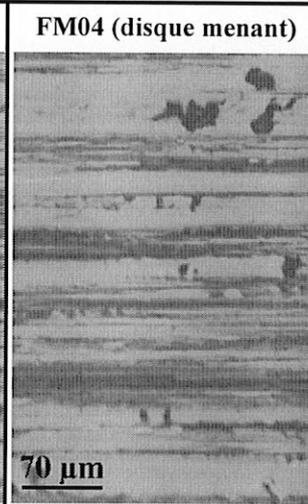
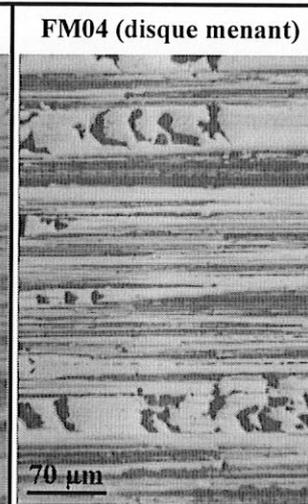
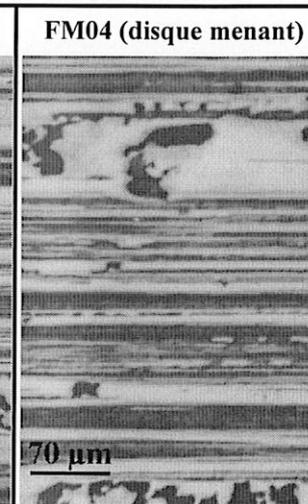
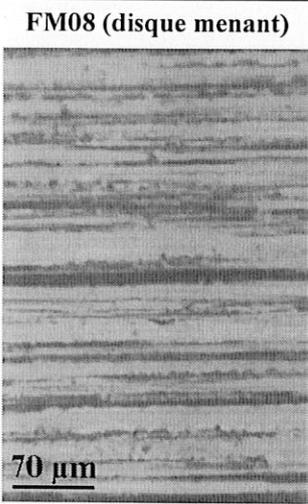
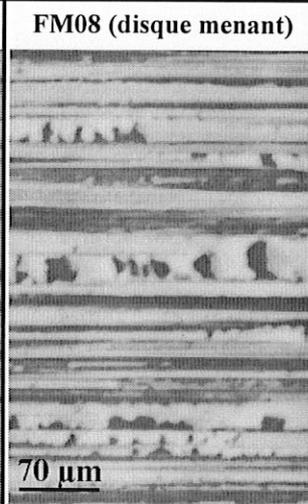
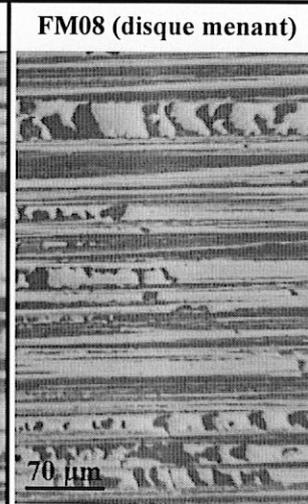
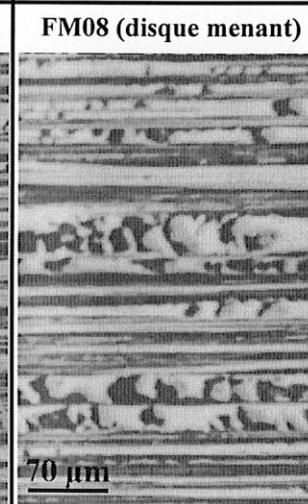
	mouvement de la charge ←	sens du roulement →	sens du frottement ←	sens du glissement →
M50	FM04 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.280$	FM04 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.280$	FM04 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.280$	FM04 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.280$
	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 50 000 cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 1 10 ⁶ cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 5 10 ⁶ cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 10 10 ⁶ cycles
100Cr6	FM08 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.351$	FM08 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.351$	FM08 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.351$	FM08 (disque menant)  70 μm $\Lambda = 0.351$
	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 50 000 cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 1 10 ⁶ cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 5 10 ⁶ cycles	roulement / glissement ($\lambda = 3.5\%$) 2.5 GPa 10 10 ⁶ cycles

Fig. III.22 : Evolution de la concentration d'avaries en fonction du matériau et du nombre de cycles ($P_{Hmax} = 2.5 \text{ GPa}$)

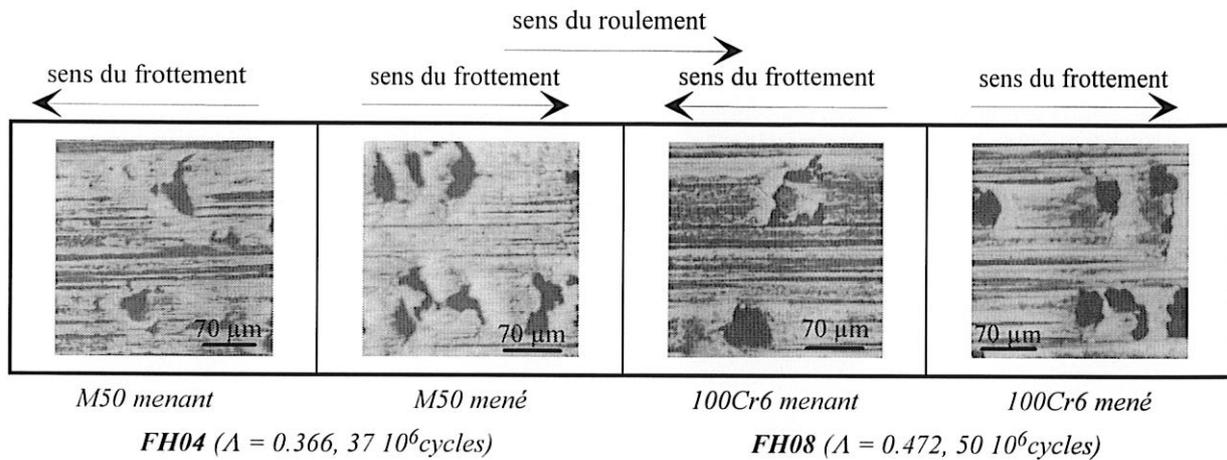
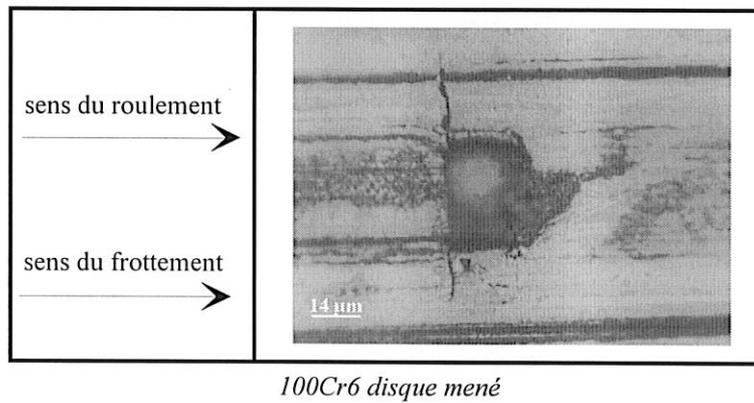


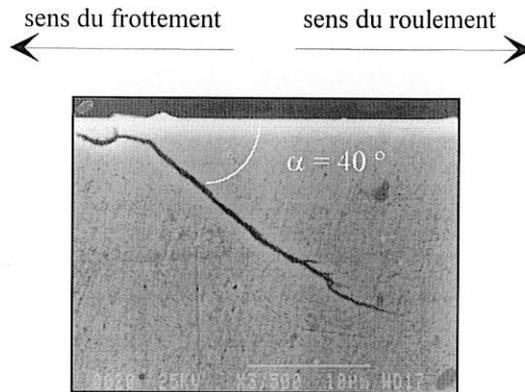
Fig. III.23 : Détail du micro-écaillage de roulement plus glissement ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa} - \lambda = 2\%$)



FH08 ($\Lambda = 0.472, 50 \cdot 10^6 \text{cycles}$)

Fig. III.24 : Micro-écaille et microfissure transversale ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa} - \lambda = 2\%$)

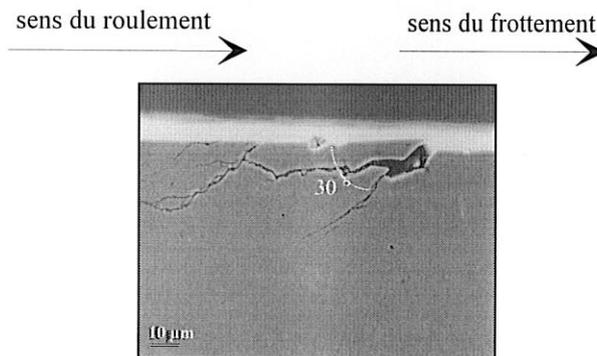
Des coupes montrent que l'orientation des microfissures dépend du sens du frottement (opposé à celui du glissement). Les figures III.26 et III.27 montrent que la propagation s'effectue dans le sens opposé à celui du frottement avec un angle par rapport à la surface d'environ 30 à 40°. Les photos de la figure III.29 confirment bien que la forme en «V» des micro-écailles est orientée par rapport au sens des forces de frottement en surface. Une vue schématique est présentée figure III.32b.



Disque menant

FH04 (M50, $\Lambda = 0.366$, $37 \cdot 10^6$ cycles)

Fig. III.26 : Microfissure à proximité de la surface ($P_{Hmax} = 3.5$ GPa - $\lambda = 2\%$) [36]



Disque mené

FH04 (M50, $\Lambda = 0.366$, $37 \cdot 10^6$ cycles)

Fig. III. 27 : Microfissures ($P_{Hmax} = 3.5$ GPa - $\lambda = 2\%$) [36]

La comparaison des figures III.26 et III.27 montre qu'il existe une différence entre les microfissures amorcées sur les surfaces menées et celles amorcées sur les surfaces menantes. Dans le cas des surfaces menées, les microfissures présentent de nombreuses branches secondaires qui tendent à se propager vers la surface ou parallèlement à celle-ci. Dans le cas des surfaces menantes, ces branches secondaires sont beaucoup moins développées.

Notons également que les fissures sont plus profondes sur les surfaces menées que sur les surfaces menantes (tableau III.6). En effet, à 3.5 GPa sur le disque menant, la profondeur des fissures ne dépasse pas 20 μm (figure III.29a), alors que sur le disque mené, elle est comprise entre 20 μm et 50 μm (figure III.27a). Les mêmes remarques sont valables à 1.5 et 2.5 GPa mais avec des profondeurs différentes (figure III 29).

Pression (GPa)	Profondeur - Galet menant (μm)	Profondeur - Galet mené (μm)
1.5	5	10
2.5	10	20
3.5	20	50

Tab. III.6 : Profondeur des micro-fissures amorcées en surface en fonction de l'orientation du frottement de la pression de contact P_{Hmax}

Des coupes effectuées sur la piste de roulement montrent que la profondeur atteinte par les fissures augmente avec la pression de contact (figure III.28).

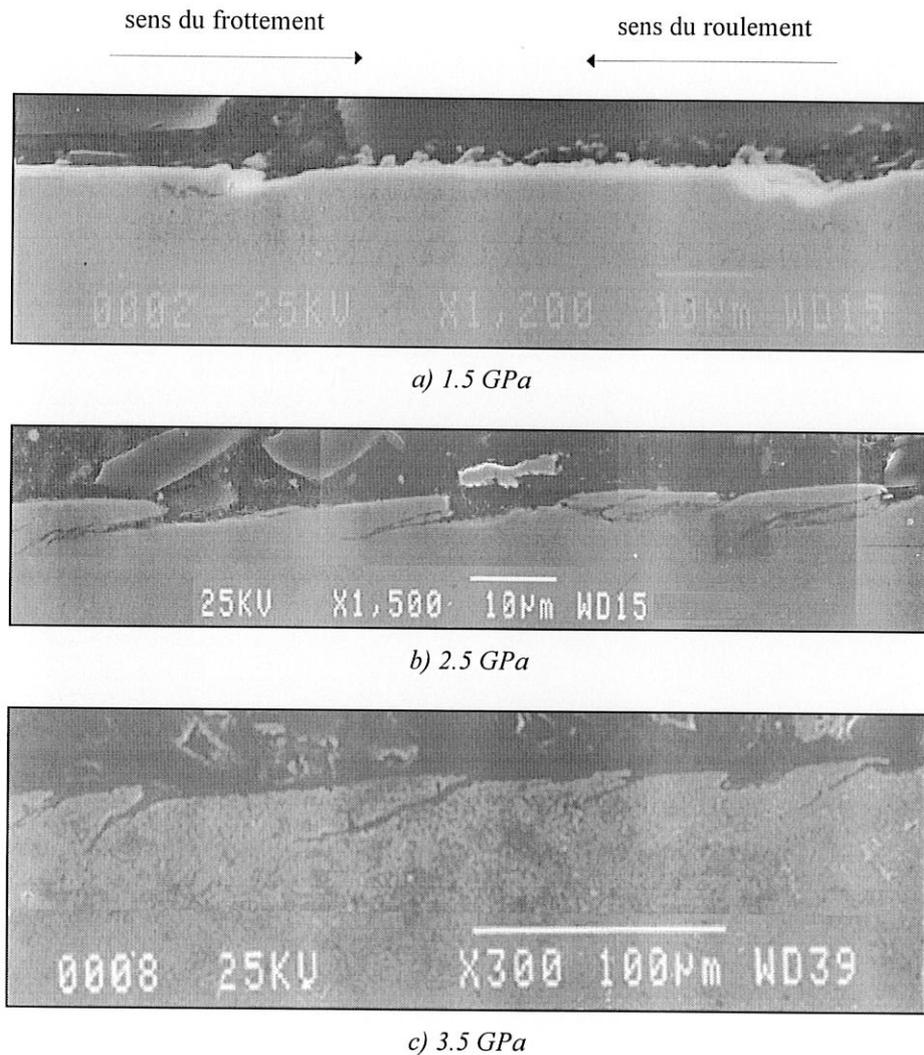


Fig. III.28 : Influence de la pression sur la profondeur des micro-fissures amorcées en surface en présence de glissement

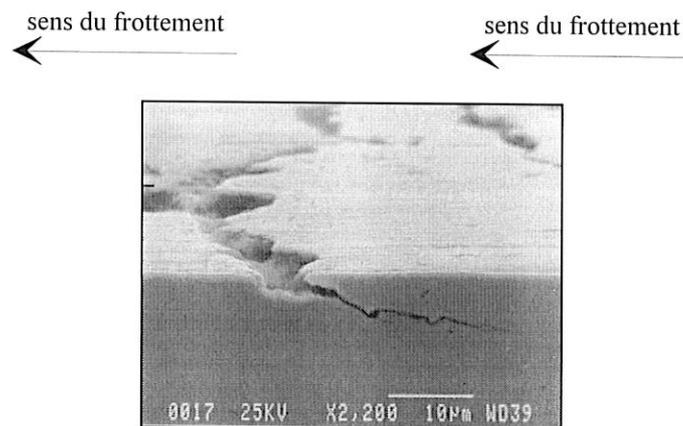


Fig. III.29 : Vue en perspective de micro-écailles et micro-fissures sur un disque mené en M50 [36]

Dans le cas du M50, des carbures se trouvent fréquemment à proximité des microfissures (figures III.30). La trajectoire des microfissures semble modifiée par la présence des carbures. Certaines fissure relie des

inclusions (figure III.31a). Elles paraissent jouer le rôle d'attracteur des micro-fissures et leur présence favorise la formation de réseaux de fissures (figure III.31b). Ces carbures ne semblent avoir une phase active durant la phase de croissance des fissures.

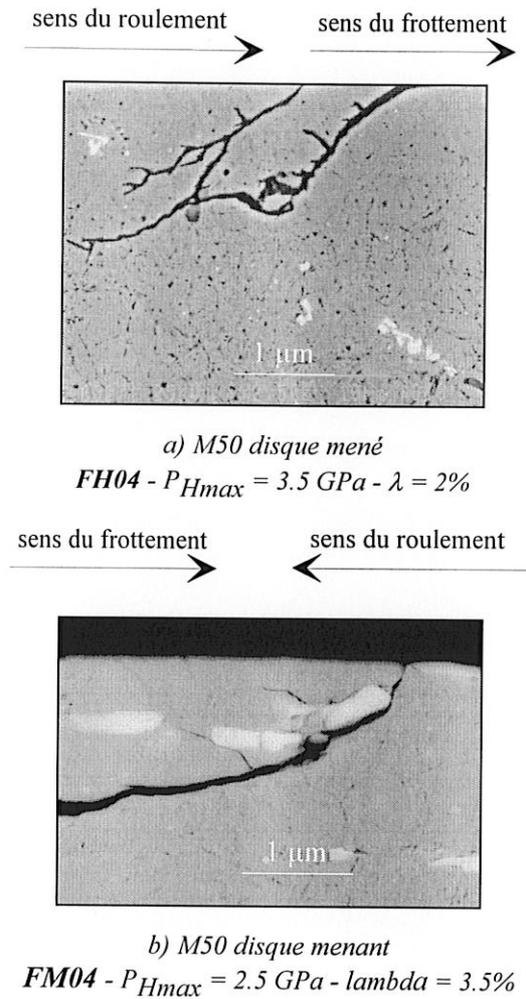
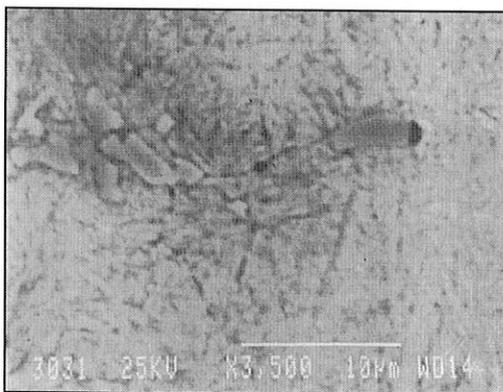
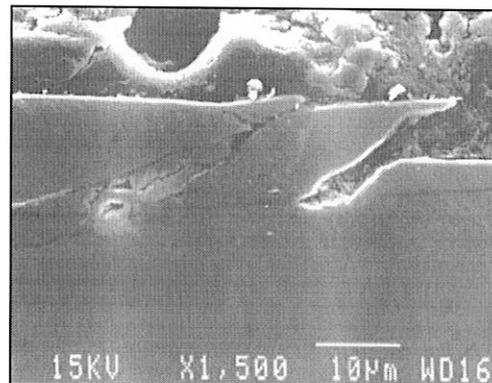


Fig. III.30 : Microfissures et carbures primaires dans le M50 [36]



a) Micro-fissures reliant 2 inclusions



b) Concentration de fissures autour d'inclusions

Fig. III.31 : Influence de la rugosité sur la formation de micro-fissures en surface ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$)

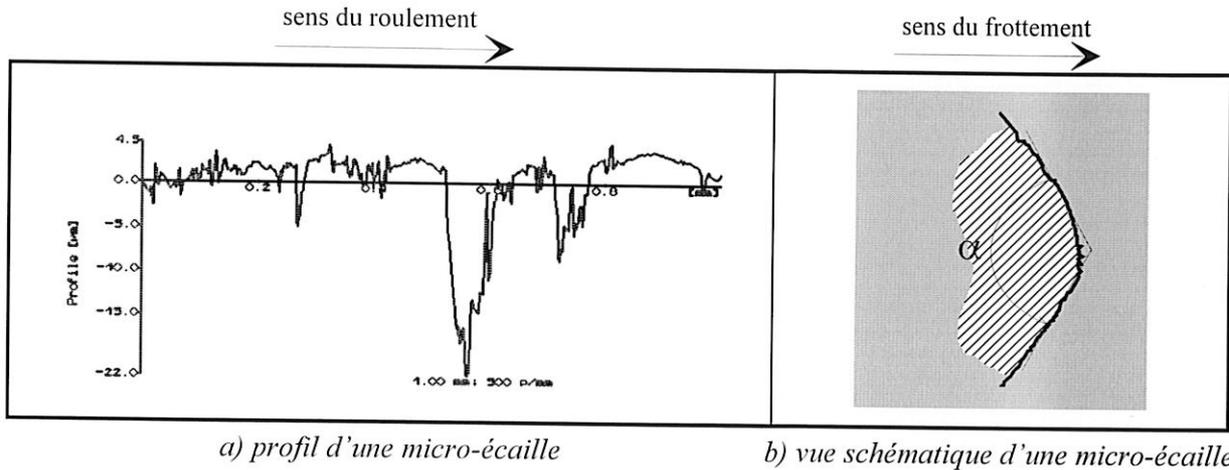


Fig. III.32 : *Forme typique d'une micro-écaille en roulement plus glissement (disque mené)*

De ces observations, il ressort que la rugosité de la surface agit comme un catalyseur sur l'apparition des micro-écailles alors que le glissement agit sur la morphologie (forme, taille, orientation) de celles-ci.

Pour une surface donnée, la morphologie des microfissures (orientation, profondeur) dépend :

- de la charge normale,
- du nombre de cycles,
- des orientations combinées du frottement et du roulement.

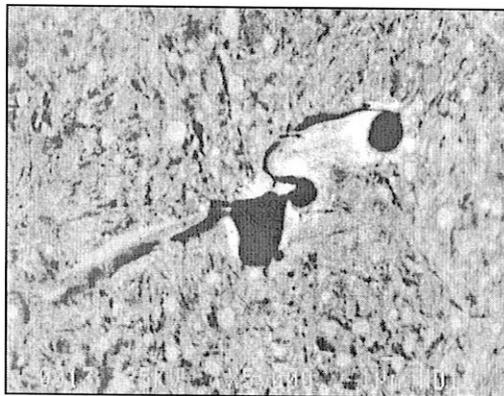
3.2.3.2. Observations en sous-couche

Les observations faites par le laboratoire de GEMPPM montrent que les caractéristiques des avaries de sous-couche sont similaires pour les éprouvettes rugueuses et lisses.

Dans l'acier M50, sous une charge de 3.5 GPa, les carbures primaires présents dans la zone de Hertz sont à l'origine de la formation de nombreux papillons et microfissures.

Dans les aciers M50 et 100Cr6, des inclusions non-métalliques sont à l'origine de la formation de papillons de phase blanche et de l'amorçage de microfissures. Ceci est illustré par la photo III.33 où un ensemble papillon/microfissure est visible autour d'une inclusion de nitrure de titane [36].

A 2.5 et 1.5 GPa, aucun papillon de phase blanche ni microfissure n'apparaissent en sous-couche. A contrario, en surface, le micro-écaillage est toujours présent pour ces mêmes conditions de charge.



FH07 - Profondeur 75 µm

Fig. III.33 : *Ensemble papillon/microfissure autour d'une inclusion de nitrure de titane présente dans du 100Cr6 [74]*

3.2.3.3. Observation d'un écaillage

A 3.5 GPa, pour l'essai FH04 (M50, roulement plus glissement), une macro-écaille s'est formée sur la piste du disque mené à $37 \cdot 10^6$ cycles.

La question de la localisation de l'amorçage se pose. En fait, la profondeur de cette écaille correspondant à celle de Hertz, il est difficile de dire si l'amorçage a eu lieu en surface ou en sous-couche.

D'une part, une coupe effectuée par le laboratoire GEMPPM (fig. III.34c) montre que dans la zone de Hertz, de nombreux papillons et microfissures se sont développés autour des carbures présents dans le matériau.

D'autre part, la figure III.34c montre que l'orientation des papillons et de microfissures n'est pas la même que celle de la fissure principale de l'écaille. Les papillons observés au voisinage de la fissure principale et dans la zone de Hertz ne développent pas de fissures comme cela se serait passé si l'un d'entre eux avait été à l'origine de l'écaillage. Enfin, la pente entre la surface et l'écaille entre 20 et 30° correspond à celles des microfissures en surface.

Notons qu'un réseau dense de fissures s'est développé au bord de cette écaille (fig. III.34b) sans qu'aucun papillon de fatigue n'y ait été directement associé. Ces fissures semblent donc amorcées à partir de la surface ou de l'écaille elle-même.

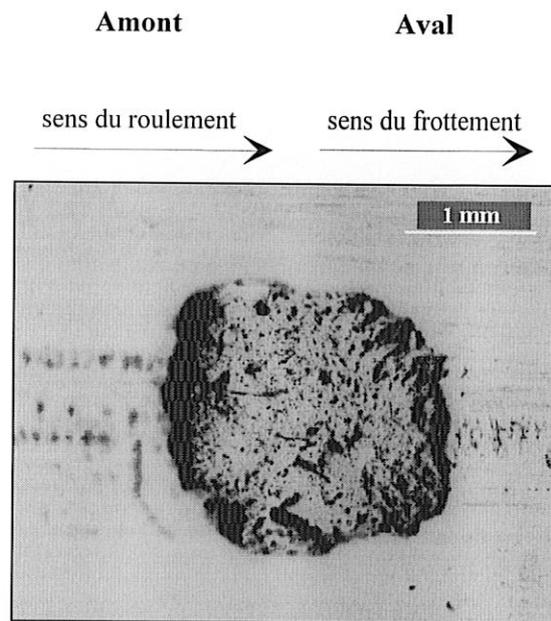
Il semble donc que la propagation en profondeur d'avaries de surface localisées (microfissures ou micro-écailles) soit à l'origine de cette écaille. Le mécanisme conduisant à l'écaille doit être à la fois constitué d'une extension des microfissures en surface perpendiculairement à la direction du roulement et d'une extension en profondeur dans la direction opposée à celle du frottement.

L'amont et l'aval de l'écaille présentent des aspects différents. Par l'amont, nous désignons la partie du contact située vers l'entrée de celui-ci et par l'aval la partie située en sortie. En amont, il y a des fissures transversales à la direction du roulement. Les observations montrent que ces fissures sont amorcées à partir du fond de l'écaille. Elles remontent vers la surface en formant un angle presque droit par rapport à la surface. A contrario, l'aval est caractérisé par une pente beaucoup plus douce de l'écaille. La surface présente aussi des microfissures qui partent de la surface suivant un angle de 20 à 30° . De plus, nous pouvons remarquer que cette zone semble particulièrement marquée et érodée.

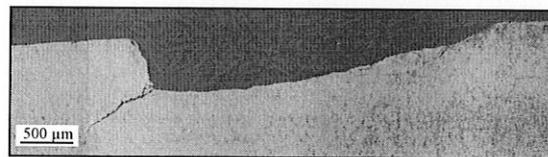
La différence entre les avaries obtenues sur la surface et la surface rapide des contacts rugueux met en évidence l'action du frottement et probablement les actions combinées d'autres paramètres tels que le lubrifiant et les contraintes thermiques.

En effet, la figure III.34b montre que la longueur de la fissure atteint le millimètre, soit le double de la profondeur de Hertz. Sa largeur est importante, $5 \mu\text{m}$ (fig. III.34c). Les dimensions de ce type de fissure sont proches de celles utilisées dans les modélisations de propagation par action du lubrifiant. Une telle hypothèse semble donc possible. Par contre, pour les microfissures de plus faible taille, le rôle du lubrifiant semble plus difficile à justifier. Les contraintes thermiques plus élevées sur la surface lente du contact que sur la surface rapide peuvent être à l'origine d'une baisse des propriétés élastiques de l'acier et favoriser la formation et la propagation de fissures.

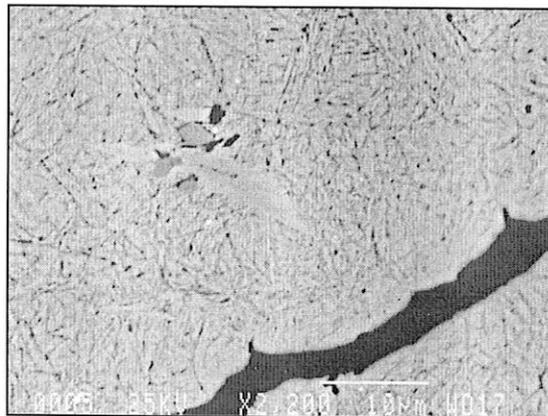
Quant au frottement, il reste à déterminer comment il peut créer des contraintes tangentielles assez élevées pour permettre un changement de morphologie des micro-écailles et des microfissures par rapport au roulement pur et ainsi favoriser la création d'écailles si la pression appliquée est suffisamment importante.



a) vue de la surface



b) coupe longitudinale



c) vue au M.E.B. d'un carbure et d'un papillon au voisinage de la macro-fissure [36]

M50 disque mené

FH04 - $\Lambda = 0.366$ ($37 \cdot 10^6$ cycles)

Fig. III.34 : Ecaille amorcée en surface - $P_{Hmax} = 3.5$ GPa - $\lambda = 2\%$.

3.2.3.4. Caractéristiques des endommagements obtenus en roulement plus glissement

Dénomination

- Le terme de *micro-écaillage de roulement plus glissement* peut être adopté pour désigner ce type d'endommagement apparaissant sur les surfaces d'éprouvettes rugueuses soumises à du roulement et du glissement.

Définition

- Ce type d'endommagement résulte en la formation de microfissures et de micro-écailles à l'échelle des aspérités. Les micro-écailles formées en roulement plus glissement sont de dimensions plus importantes que celles formées en roulement pur.

Configuration

- Des microfissures ont été observées en surface dans la direction transverse à celle du roulement.
- Pour une surface de rugosité définie, la longueur et la profondeur des microfissures dépendent 1) du chargement normal, 2) du nombre de cycles, 3) et de la combinaison du sens du frottement et du roulement. La longueur et la profondeur augmentent avec la charge normale.
- L'évolution des microfissures est différente sur les surfaces lentes et rapides. A 3.5 GPa, la profondeur des microfissures ne dépassent pas 20 μm sur le disque menant, alors que sur le disque mené elle dépasse les 50 μm .
- La forme générale des micro-écailles n'est pas influencée par le niveau de charge et l'acier.
- La profondeur des micro-écailles varie de 15 sur le disque menant à 30 μm sur le disque mené (5 à 10 μm en roulement pur).
- En surface, les dimensions des micro-écailles ont de l'ordre de 50 μm dans la direction transversale et de l'ordre de 50 à 100 μm dans la direction longitudinale.
- Les microfissures sont favorisées par la présence d'inclusions au cours de leur propagation, mais celles-ci ne semblent pas être à l'origine propre des microfissures même lorsqu'elles se trouvent près de la surface.

Orientation

- L'orientation des microfissures sous la surface est fonction du sens du frottement.
- Les microfissures forment un angle de 15 à 40° avec la surface. Particulièrement sur la surface menée, la direction des microfissures peut être irrégulière et des branches secondaires se propageant vers la surface peuvent se former.
- Les micro-écailles ont la forme d'un «V» en surface.
- L'orientation des micro-écailles par rapport à celle du frottement est différente sur la surface menée et la surface menante du contact. Comme pour les microfissures, leur orientation dépend de celle du frottement.

Concentration

- Les disques menés sont plus endommagés que les disques menants.
- Les disques en 100Cr6 sont moins endommagés que ceux en M50 même si ce phénomène est moins remarquable que pour les essais en roulement pur.

- La concentration ne semble pas directement influencée par le chargement normal. Néanmoins, l'évolution sévère d'une micro-écaille ou d'une microfissure sera favorisée par une augmentation de la pression dans le contact.

Localisation

- Les avaries sont situées au sommet des ondulations de surface, sur les bords et/ou au centre de la piste de roulement et forment des bandes sur la circonférence du disque.
- Des groupes de micro-écailles se développent dans la direction du roulement.

Effets

- Les microfissures et micro-écailles peuvent être à l'origine d'écaillage (essai FH04 à $37 \cdot 10^6$ cycles).

3.2.3.5. Conclusion

Les observations montrent que :

- les conditions d'essai «surface rugueuse + roulement plus glissement» génèrent une forme caractéristique d'avarie de surface à l'échelle du contact local i. e. à l'échelle des rugosités longitudinales.
- l'orientation des microfissures et micro-écailles dépend des contraintes tangentielles de cisaillement engendrées par le frottement en surface.
- les micro-écailles de roulement plus glissement se distinguent nettement de celles obtenues en roulement pur en taille, forme et orientation.

En sous-couche, l'amorçage de la fatigue en sous-couche a les mêmes caractéristiques que pour les essais en lisse.

4. FORMATION DES AVARIES DE FATIGUE A PROXIMITE DE LA SURFACE

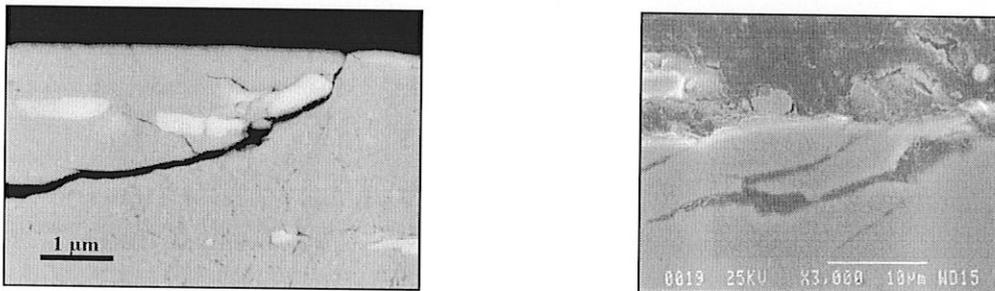
4.1. MICRO-ECAILLAGE DE ROULEMENT PLUS GLISSEMENT

Les fissures visibles en surface sont alignées l'une derrière l'autre sur des bandes parallèles au roulement. Elles sont parallèles entre elles. Une coupe montre que leur inclinaison dans la profondeur est constante en fonction de la charge.

La micro-écaille est générée par une micro-fissure amorcée de la surface. Cette micro-fissure se propage à un angle de 15 à 40° dans le massif. Ensuite, différents mécanismes peuvent intervenir.

D'une part, des branches secondaires peuvent partir de la fissure principale et remonter vers la surface pour donner une micro-écaille (fig. III.35a). Dès 10^6 cycles, ce premier stade du micro-écaillage donne un aspect caractéristique. La surface présente des fissures transverses très fines et d'autres un peu plus larges mais très peu profondes, de moins de 5 μm . Les coupes montrent que chaque fissure présente généralement une cavité à la jonction avec la surface correspondant à la remontée de fissures secondaires.

Ensuite, les fissures voisines peuvent se rejoindre en profondeur en se propageant et conduire à un deuxième stade de micro-écaillage (fig. III.35b). Dans la majorité des cas observés, la micro-écaille est due à la jonction de la fissure en aval et d'une branche secondaire de la fissure en amont. La fissure principale descend à une profondeur plus importante que celle du fond de la micro-écaille ainsi formée.



a) Branches secondaires remontant vers la surface[34] b) Jonction de fissures amorcées en surface

Fig. III.35 : Formation de micro-fissures et micro-écailles en surface / $P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$ (coupe longitudinale)

Les coupes montrent que pour chaque ordre de grandeur de pression, les profondeurs des fissures varient. Cette profondeur est fonction du temps d'essai et atteint une valeur limite fonction de la charge. L'inclinaison de la fissure peut diminuer alors pour devenir parallèle à la surface. Cette variation d'inclinaison peut être due à une relaxation des contraintes dans cette zone sous l'effet des fissures voisines ou sous l'effet de la réduction des contraintes de cisaillement sous les rugosités.

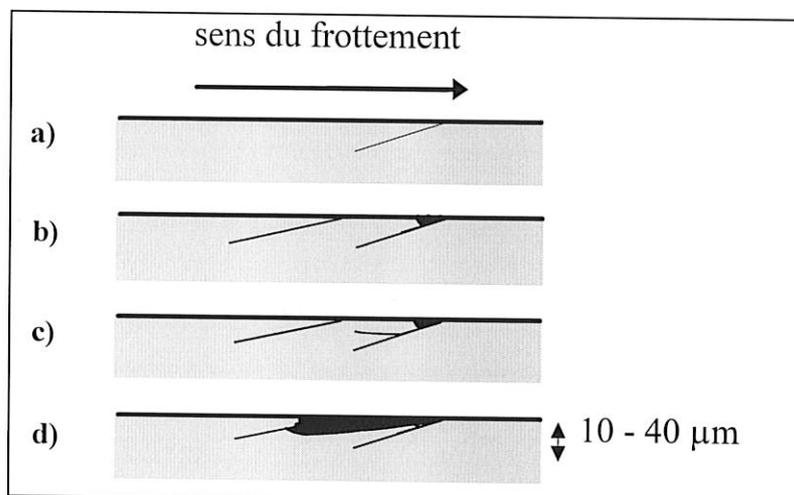


Fig. III.36 : Schématisation de la formation de micro-écailles en surface en présence de frottement (coupe longitudinale)

Les mécanismes de propagation dus à la présence de lubrifiant ou à une élévation de température du massif pouvant favoriser la propagation sur la surface lente du contact n'ont pu être mis en évidence. Néanmoins une différence existe pour les 2 cas de chargement probablement due à un de ces 2 phénomènes.

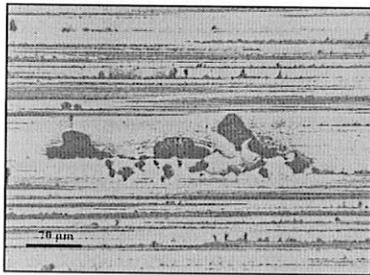
4.2. MICRO-ECAILLAGE DE ROULEMENT PUR

Les rainures d'usinage sont directement à l'origine de ce type d'écaillage.

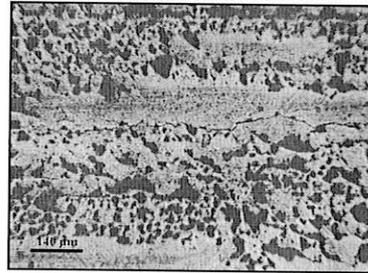
Les observations montrent qu'il se forme d'abord des micro-écailles le long des rainures. Aucune fissure n'est visible en surface avant environ $2 \cdot 10^6$ cycles. C'est la rainure qui joue le rôle de fissure initiatrice.

Par la suite, au bout d'un nombre de cycles élevés, les fissures apparaissent en surface parallèles au roulement. Le mécanisme qui en est à l'origine n'est pas le même que celui observé pour le roulement plus glissement. Ces fissures sont très peu profondes ($5 \mu\text{m}$ maximum) et ont une trajectoire parallèle à la surface. L'enlèvement de matière qui en résulte ne fait donc pas plus de $10 \mu\text{m}$ de profondeur mais peut être très étendu car il suit les rainures en surface.

Le premier stade de la formation de ces avaries semble correspondre à une ouverture des rainures. Le deuxième stade, à une propagation sous l'influence de mécanismes de cisaillement.

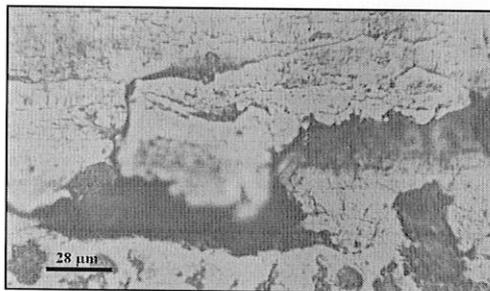


a) Micro-écailles en surface ($5 \cdot 10^6$ cycles - 2.5 GPa)



b) Fissure ($50 \cdot 10^6$ cycles - 3.5 GPa)

Fig. III.37 : Formation de micro-fissures et micro-écailles en surface ($P_{Hmax} = 2.5 \text{ GPa}$)



a) $50 \cdot 10^6$ cycles - 3.5 GPa

Fig. III.38 : Gros plan de micro-fissures en surface ($P_{Hmax} = 2.5 \text{ GPa}$)

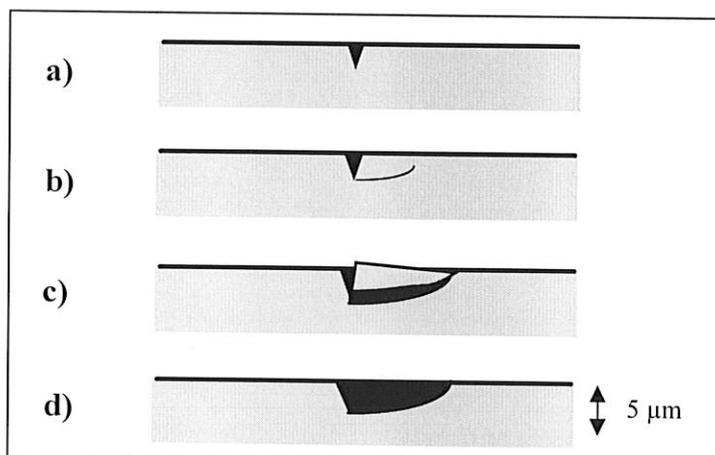
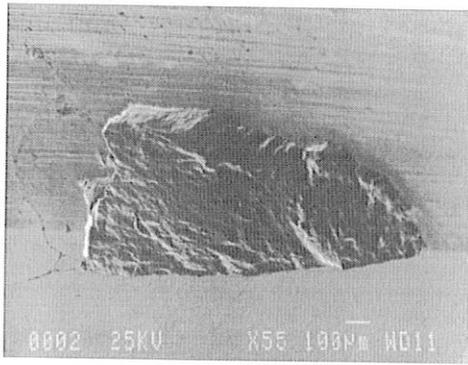
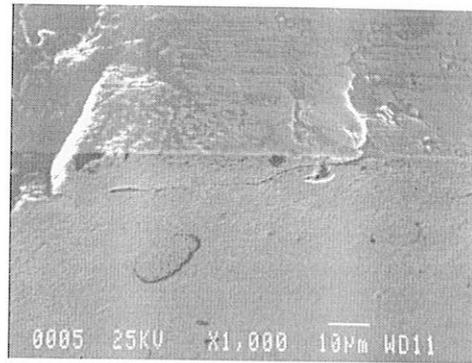


Fig. III.39 : Schématisation de la formation de micro-écailles en surface (coupe transversale)

4.3. FORMATION DE L'ÉCAILLAGE



Vue générale de l'écaille (perspective)



Zone en amont (perspective)

Fig. III.40 : Formation de l'écaillage ($P_{Hmax} = 3.5 \text{ GPa}$)

La forme de cette écaille présente les mêmes caractéristiques que les micro-écailles amorcées avec du glissement.

Une fissure inclinée de 20° environ est amorcée de la surface. Elle se propage en profondeur jusqu'à 300 à 400 μm . Des fissures secondaires sont amorcées et remontent pour donner des fissures transversales en surface et aboutir à l'écaillage.

L'écaille est formée en plusieurs étapes. Il se forme d'abord des écailles de taille plus faible que celle finalement obtenue. Chaque écaille intermédiaire est formée suivant le processus précédemment décrit. Une fissure amorcée en surface se propage jusqu'à une profondeur où des fissures secondaires se forment et remontent vers la surface. Des écailles intermédiaires se forment. L'écaille finale est le résultat de ces enlèvements de matière successifs.

Plusieurs observations confirment cette interprétation. D'une part, le fond de l'écaille montre plusieurs pentes d'inclinaisons très voisines qui montrent que la formation de l'écaille ne s'est pas faite d'un seul tenant. D'autre part, la largeur de l'écaille n'augmente pas régulièrement. Plusieurs zones de largeurs différentes sont visibles.

Etant donné que la propagation jusqu'à écaillage ne se produit que pour la surface lente du contact, la participation du lubrifiant au processus peut être envisagée. Quant à celle de l'élévation de température, celle-ci est trop limitée en profondeur pour expliquer une telle propagation.

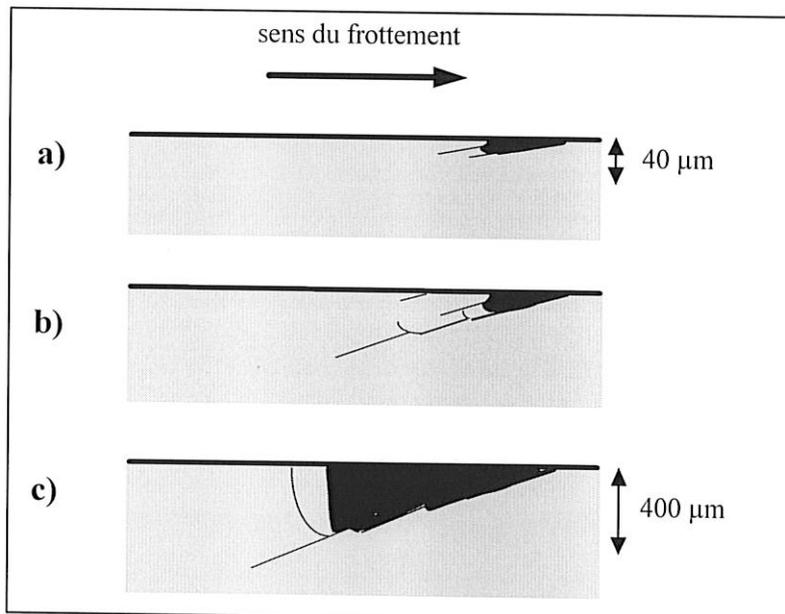


Fig. III.41 : Schématisation de la formation d'une écaille amorcée en surface avec du glissement (coupe longitudinale)

5. CONCLUSION

Trois types de dommages caractéristiques de la fatigue de roulement sont apparus durant les essais :

- l'**amorçage en sous-couche**,
- le **micro-écaillage de surface**,
- l'**écaillage profond**.

• Les mêmes processus de fatigue sont générés pour les aciers M50 et 100Cr6.

• Pour les essais conduits avec les éprouvettes polies :

En surface, aucun endommagement ne s'est développé indépendamment du matériau (M50 et 100Cr6), de la pression normale (3.5 et 2.5 GPa), du taux de glissement (0 et 2 ou 3.5 %) et du nombre de cycles (jusqu'à $50 \cdot 10^6$ cycles).

En sous-couche, à 3.5 GPa, il y a eu formation de papillons de phase blanche et amorçages de microfissures dans le M50 et le 100Cr6. Par contre, aucune propagation de fissure n'a été observée en dehors des papillons.

- le nombre de cycles à l'amorçage a pu être estimé à moins de 10^6 cycles en présence d'inclusions d'alumine et 1 et $5 \cdot 10^6$ cycles en présence d'inclusions de carbures.
- la concentration et la distribution des papillons sont liés à la concentration des microhétérogénéités et à l'état cyclique de contraintes.
- la position de la concentration maximum de papillons se rapproche de la surface sous l'effet du frottement (profondeur de 250 μm dans le cas du roulement pur, 150 μm dans le cas du roulement plus glissement).

En sous-couche, à 2.5 GPa, aucun amorçage de fatigue n'a pu être observé indépendamment du matériau, du glissement et du nombre de cycles.

Ces résultats mettent en évidence le rôle de la pression, des inclusions et du frottement sur l'amorçage et la localisation de la fatigue.

• Pour les essais conduits avec les éprouvettes rugueuses :

En surface, quelle que soit la pression appliquée (1.5, 2.5 ou 3.5 GPa), du micro-écaillage s'est développé dès 10^6 cycles. La détérioration des surfaces s'accroît jusqu'à la fin des essais.

En roulement pur :

- les micro-écailles de roulement pur ont une morphologie caractéristique,
- des microfissures longitudinales sont visibles en surface,
- la profondeur des micro-écailles est limitée entre 5 et 10 μm .

Dans ces conditions, la surface est fortement marquée mais ne laisse pas prévoir de propagation des avaries en sous-couche. Aux vues de ces résultats, il semble que l'apparition du micro-écaillage en roulement pur est due à la géométrie des stries d'usinage qui agissent comme des fissures initiatrices sur la formation des micro-écailles.

En roulement plus glissement :

- Les micro-fissures et micro-écailles ont une morphologie différente de celle des avaries de roulement pur. Elles se développent le long de bandes parallèles au roulement situées au sommet des ondulations de grandes amplitudes et longueurs.
- Les micro-écailles forment un « V » dont la pointe est orientée dans le sens du frottement.
- L'orientation des microfissures est transversale par rapport au sens du roulement.

- L'angle de propagation par rapport à la surface est compris entre 20 et 40°. La direction de propagation est liée au sens du frottement.
- la longueur des microfissures dépend du niveau de charge, du nombre de cycles et du sens du frottement.

Dans des conditions de roulement plus glissement, la surface est aussi fortement marquée par le micro-écaillage dont les dimensions sont plus importantes qu'en roulement pur. Le frottement choisi pour les essais (environ 5%) est un paramètre prédominant:

- il influence la morphologie et l'orientation des micro-écailles,
- il concentre l'amorçage aux sommets des ondulations,
- il induit la formation de l'écaillage sur la piste lente du contact, combiné au nombre de cycles, au chargement et probablement au lubrifiant.

En sous-couche, les mêmes observations que pour les éprouvettes rugueuses ont pu être faites.

• L'influence des paramètres d'essai peut être classée de la manière suivante :

- propreté du matériau :
 - effet sur l'amorçage de la fatigue en sous-couche,
 - effet sur la ramification des micro-fissures sous la surface,
- pression de contact de Hertz :
 - effet sur l'amorçage à profondeur de Hertz,
 - effet sur la profondeur de la propagation des microfissures amorcées en surface,
- état de surface : effet sur l'amorçage en surface,
- cinématique :
 - effet sur l'orientation des microfissures (influence des contraintes de cisaillement),
 - effet sur le risque de propagation en profondeur (influence des contraintes de cisaillement en surface associées aux effets du lubrifiant ainsi qu'aux défauts ou avaries amorcées en surface).

Dans les chapitres suivants, nous abordons la détermination des contraintes macroscopiques dans un massif. Tout d'abord, nous présentons la technique numérique d'intégration rapide. Nous étudions ensuite l'influence des défauts de surface dans un contact lubrifié cylindre/plan en les modélisant respectivement par un indent et des ondulations sinusoïdales. Les calculs sont faits dans le chapitre IV à partir de la résolution de l'équation de Reynolds développée par F. Couhier [26].

Dans le chapitre V, nous abordons la détermination des contraintes pour un contact sec rugueux. Nous appuyons notre étude principalement sur l'approche du calcul de durée de vie de G.E.M.P.P.M. introduisant le concept de durée de vie infinie. Nous appliquons cette étude au cas de nos surfaces réelles.

CHAPITRE IV

CONTRAINTES DANS UN ESPACE ELASTIQUE SEMI-INFINI : TECHNIQUE D'INTEGRATION RAPIDE

1. INTRODUCTION

Les contacts non-conformes, comme les contacts bille-bague de roulement ou entre dents d'engrenages, sont soumis à des conditions de fonctionnement qui peuvent conduire à des endommagements par fatigue. Or la détermination des mécanismes de fatigue, en volume ou en surface, nécessite le calcul du champ de contraintes sous la surface du contact.

L'étude du tenseur des contraintes dans des massifs semi-infinis pour des surfaces en contact non-conformes a fait l'objet de nombreux travaux. Notons d'une part, pour le problème d'un massif semi-infini soumis à un chargement donné, les approches de Boussinesq (1885) [9] dans le cas d'un chargement normal, et de Cerruti (1882) [13] dans celui d'un chargement tangentiel. En 1966, Hamilton et Goodman [51] étudient le champ de contraintes créé par une distribution Hertzienne de la pression dans un contact ponctuel en présence de glissement. Les effets du frottement sont pris en compte en tant que charge proportionnelle à la pression de Hertz. La contrainte de Von Mises est utilisée comme critère d'endommagement. Par la suite, dans le cas du contact sec en présence de glissement, des études sont menées pour des corps en contact ayant des propriétés élastiques différentes. Dans cette optique, Hills et Sackfield [58] étudient le cas de deux cylindres en contact, Hamilton [52] celui de deux sphères en contact.

La formulation du problème est construite à partir de la théorie des potentiels. La solution se présente alors sous la forme d'intégrales exprimées en fonction de potentiels harmoniques. Dans le cas de distributions réelles de pression et de contraintes tangentielles en surface, les expressions des contraintes dépendent d'intégrales ne pouvant être résolues analytiquement. La résolution devient donc numérique et une discrétisation de la surface est alors nécessaire. Or, pour étudier des surfaces réelles, cette discrétisation doit être très fine. Pour diminuer les temps de calcul devenus prohibitifs, la méthode classique de résolution consistant en une sommation de termes sur une grille discrétisant finement la surface est remplacée par une méthode d'intégration rapide développée par Brandt, Lubrecht puis Venner ([11], [84], [86] et [130]). Citons également une approche intéressante basée sur les transformées de Fourier des équations de Lamé qui permet de réduire les temps de calcul. Cette méthode a été spécifiquement développée par Leroy [78] pour l'étude des sollicitations dans un milieu multicouches.

Ce chapitre rappelle brièvement les hypothèses (§2) ainsi que la formulation et la solution du problème élastique (§3). La technique d'intégration rapide est présentée en détail (§4). Les performances de la méthode sont décrites (§5). Finalement, deux applications sont données : la première concerne un contact EHD cylindre/plan dont l'une des surfaces est indentée et l'autre lisse. La seconde traite du contact EHD cylindre/plan avec l'une des surfaces non plus indentée mais sinusoïdale (pour simuler une rugosité caractéristique) et l'autre toujours lisse.

2. MODELISATION DU CONTACT

Dans un contact entre des surface non-conformes (figure IV.1), les dimensions de l'aire de contact sont faibles comparées aux rayons de courbure des corps non déformés (Johnson [65]). Les contraintes dues aux charges normales et tangentielles présentes dans le contact sont concentrées près de la surface. L'influence de la forme des corps loin du contact peut donc être négligée. Le problème se ramène à celui du contact entre un massif plan semi-infini et un ellipsoïde de révolution (figure IV.2).

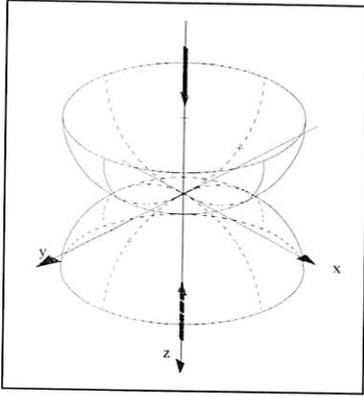


Fig. IV.1 : Surfaces non-conformes

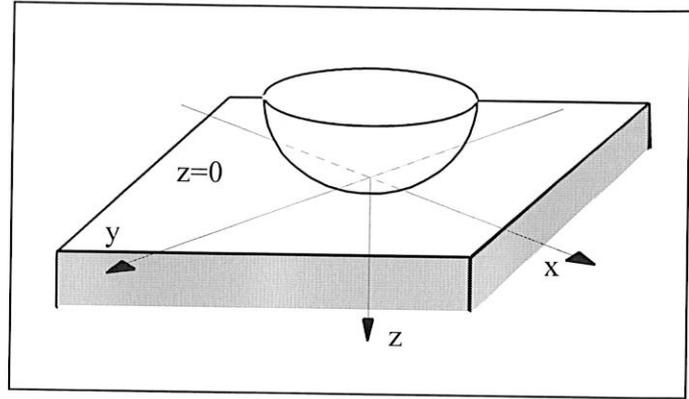


Fig. IV.2 : Contact ellipsoïde-plan

Le modèle est basé sur des hypothèses permettant de formuler mathématiquement et de simplifier le problème mécanique:

- corps homogènes et isotropes,
- linéarité géométrique entre les déformations et les dérivées des déplacements (faibles déformations),
- linéarité physique entre les contraintes et les déformations,

Ceci implique qu'aucune déformation plastique ne peut être prise en compte.

Une modélisation tridimensionnelle du contact permet de tenir compte de n'importe quelle géométrie de contact et de n'importe quelle orientation des rugosités en surface. Le cas des rugosités orientées transversalement (figure IV.3) correspond au cas du contact entre dentures d'engrenages, le cas des rugosités orientées longitudinalement correspond à celui du contact une bille et la piste du roulement.

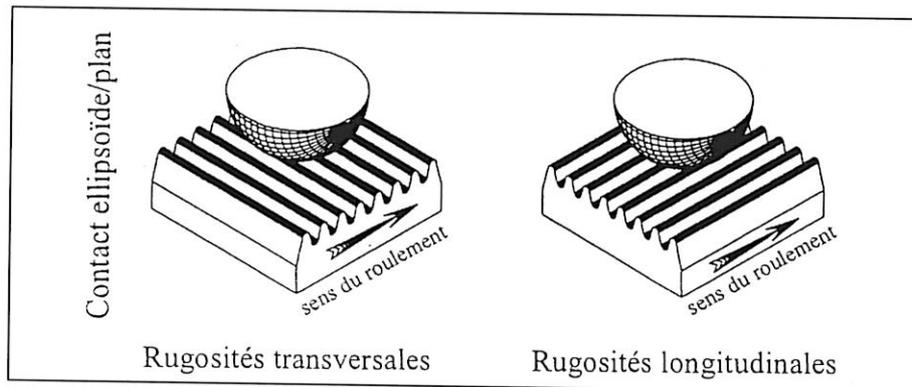


Fig. IV.3 : Orientation des rugosités dans un contact

3. FORMULATION ET SOLUTION DU PROBLEME

Les différentes étapes de la formulation du problème sont succinctement présentées, de nombreux travaux y faisant déjà référence ([34], [132],...).)

3.1. EQUATIONS DE LAME

En tenant compte des hypothèses ci-dessus, un système d'équations décrivant le tenseur des contraintes internes, dû à une distribution de pression $p(x,y)$ et de contraintes de cisaillement $t_x(x,y)$ et $t_y(x,y)$, peut être écrit. Les charges $p(x,y)$, $t_x(x,y)$ et $t_y(x,y)$ agissent sur le domaine D (figure IV. 4).

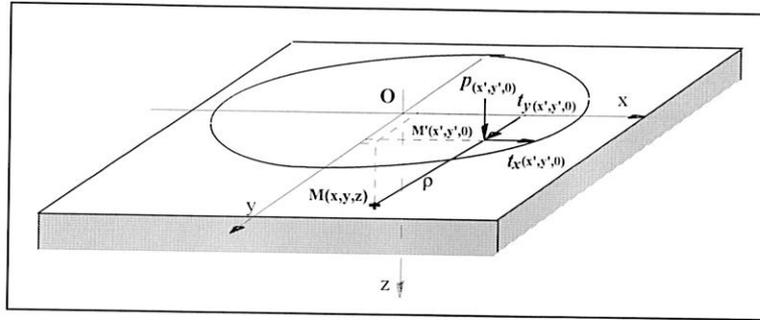


Fig. IV.4 : Conditions limites à la surface de l'espace semi-infini

L'état des contraintes dans l'espace semi-infini est décrit en fonction des déplacements et des déformations par les relations suivantes:

- linéarité entre déformations et déplacements:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (1)$$

- équilibre des forces:

$$\sigma_{ij,j} + F_i = 0 \quad (2)$$

- linéarité entre contraintes et déformations (loi de Hooke):

$$\sigma_{ij} = \lambda\theta\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (3)$$

$$\text{où } \theta = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z},$$

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

$$\text{et } \lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$$

Ceci conduit aux équations de Lamé:

$$(\lambda + \mu)\theta_{,i} + \mu\Delta u_i = 0 \quad (4)$$

La solution peut être exprimée en fonction d'équations aux dérivées partielles de fonctions harmoniques.

3.2. SOLUTION DE BOUSSINESQ ET CERRUTI

Le problème a été résolu par Boussinesq [9] dans le cas d'un chargement normal et par Cerruti [13] dans celui d'un chargement tangentiel. Les fonctions harmoniques, calculées dans la première solution des équations de Lamé, sont données par les fonctions potentielles des équations 5, 6 et 7.

- Conditions limites dans le plan $z = 0$:

$$\text{* pour la pression normale: } \sigma_{zz} = -p(x,y) \quad \text{*pour le cisaillement: } \sigma_{zz} = 0$$

$$\sigma_{xz} = 0$$

$$\sigma_{xz} = -t_x(x,y)$$

$$\sigma_{yz} = 0$$

$$\sigma_{yz} = -t_y(x,y)$$

-Conditions limites à une distance infinie du contact: les déplacements tendent vers 0.

- Fonctions potentielles:

$$\text{* Potentiel Newtonien} \quad \phi = \int_D \frac{u(x', y')}{\rho} dx' dy' \quad (5)$$

$$\text{* Potentiel Logarithmique} \quad \psi = \int_D \text{Log}(z + \rho) u(x', y') dx' dy' \quad (6)$$

$$\text{* Second Potentiel Logarithmique} \quad \xi = \int_D (-\rho + z \ln(\rho + z)) u(x', y') dx' dy' \quad (7)$$

$u(x', y')$ correspond à $p(x', y')$, $t_x(x', y')$ ou $t_y(x', y')$ suivant la sollicitation de la surface.

Les déplacements et les contraintes peuvent être exprimés en fonction des fonctions potentielles [65]. Dans le cas d'une sollicitation surfacique à la fois normale et tangentielle, les hypothèses de linéarité permettent de superposer les contraintes calculées dans chaque cas. L'expression des contraintes devient alors une somme d'intégrales complexes. Elles peuvent être réduites à des formulations analytiques simples, en utilisant la méthode des coefficients d'influence.

3.3. METHODE DES COEFFICIENTS D'INFLUENCE

Le chargement surfacique est discrétisé en éléments rectangulaires de chargement uniforme (fig. IV.5).

Le tenseur des contraintes peut être évalué en tout point M du massif en sommant les influences exercées sur ce point par chaque élément de surface chargé uniformément (équation 8) :

$$\sigma_k(x, y, z) = \sum_{j=1}^n \left(p_j F_{kj}^1(x - x_j, y - y_j, z) + t_{x_j} F_{kj}^2(x - x_j, y - y_j, z) + t_{y_j} F_{kj}^3(x - x_j, y - y_j, z) \right) \quad (8)$$

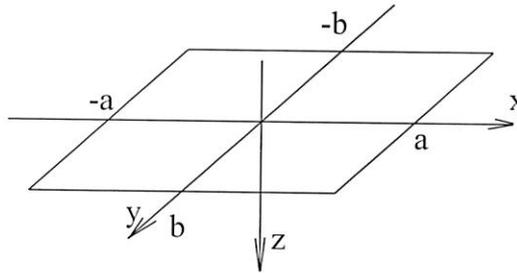


Fig. IV.5 : *Elément de charge uniforme*

Les fonctions d'influences sont calculées par intégration analytique sur un élément rectangulaire de chargement uniforme (équation 9). Elles dépendent des coefficients de Lamé et de la distance entre le centre de chaque élément de charge $M(x_j, y_j, 0)$ et le point du massif $M(x_i, y_i, z_i)$.

$$F_{kj}(x, y, z) = \int_{x_j-a}^{x_j+a} \int_{y_j-b}^{y_j+b} f_k(x - x', y - y', z) dx' dy' \quad (9)$$

Si le domaine D est discrétisé par une grille de pas h, le nombre de points n est $O(h^{-d})$. Le calcul d'une intégrale nécessite $O(n)$ opérations et celui d'une composante de tenseur des contraintes $O(n^2)$ opérations. La méthode d'intégration rapide présentée dans la partie suivante permet de diminuer le nombre d'opérations en effectuant la sommation non pas sur une grille fine initiale mais sur une grille plus grossière du domaine D de manière à réduire le temps de calcul à $O(n \ln n)$ opérations.

4. INTEGRATION RAPIDE

Comme il a été dit plus haut, le but est de réduire les temps de calcul en effectuant une partie de l'intégration sur une grille où le nombre de points est faible et d'interpoler le résultat sur la grille initiale de résolution tout en ayant une erreur additionnelle plus faible que l'erreur initiale de discrétisation sur la grille fine grâce au caractère «lisse» (fonctions dérivables à dérivées bornées) des noyaux [11].

Le calcul d'une composante du tenseur des contraintes correspond à l'intégration d'une fonction de la forme :

$$w(x', y', z') = \int_D K(x', y', x'', y'', z') u(x'', y'') dx'' dy'', \quad (x', y', x'', y'') \in D \quad (10)$$

Le noyau K correspond aux coefficients d'influence, u aux sollicitations en surface. L'équation (10) peut s'écrire sous la forme :

$$w(x) = \int_D K(x,y) u(y) dy, \quad x \in D \subseteq \mathfrak{R}^d \quad (11)$$

Le passage du résultat $w(x)$ d'une grille grosse à une grille plus fine s'effectue donc par interpolation. Dans le sens inverse, le passage de $K(x,y)$ et $u(y)$ d'une grille fine à une grille grosse s'effectue par des opérations de restriction.

4.1. DISCRETISATION

Le domaine D de dimension d est discrétisé en n points équidistants de coordonnées $x_i^h = x_0 + ih$. Le pas de discrétisation est noté h .

Les fonctions discrétisées et approximées de $u^h(x_i^h)$ et $w^h(x_i^h)$ sur la grille de pas h sont notées u_i^h et w_i^h .

La fonction u peut être approximée par une fonction polynômiale \hat{u}^h de degré $2s-1$ interpolée à partir des valeurs discrétisées, soit $\hat{u}^h(x_j^h) = u_j^h$.

L'équation (11) peut être discrétisée par :

$$w_i^h = \int_D K(x,y) \hat{u}(y) dy = h^d \sum K_{i,j}^{hh} u_j^h \quad (12)$$

L'erreur de discrétisation de (12) est $O(h^{2s}|u|_{2s})$ avec $|u|_{2s}$ limite supérieure des dérivées à l'ordre $2s$ de u , u étant suffisamment lisse. L'extraction de h hors du noyau K permet de conserver le même ordre de grandeur pour celui-ci quelle que soit la grille où s'effectue le calcul.

4.2. DEVELOPPEMENTS

Dans cette partie, nous allons effectuer les développements entre deux grilles respectivement de pas h et $H=2h$. Les indices sur la grille la plus grosse sont désignés en lettres capitales. $u_j^H = u^H(x_j^H)$ est la valeur de u^H sur la grille grosse au point $x_j^H = x_0 + jH$. Les points x_j^H coïncident avec les points x_{2j}^h de la grille fine. A titre d'exemple, $K_{i,j}^{hH}$ est un noyau approximant $K(x_i^h, x_j^H)$ dont le premier indice est sur la grille fine et le second sur la grille grosse.

4.2.1. OPERATEURS DE TRANSFERT

Pour effectuer le passage d'une grille à l'autre en conservant une précision suffisante, des opérateurs d'interpolation de la grille grosse sur la grille fine et de restriction de la grille fine sur la grille grosse respectivement notés Π_H^h et Π_h^H sont utilisés.

Ainsi $\Pi_H^h K_{i,\cdot}^{h,H}$ représente la fonction obtenue en chaque point j de la grille fine par interpolation de la fonction $K_{i,\cdot}^{h,H}$ sur la grille grosse. La valeur au point x_j^h est notée $[\Pi_H^h K_{i,\cdot}^{h,H}]_j$.

Les opérateurs de restriction de la grille fine vers la grille grosse sont de deux types :

- l'injection si la valeur de la fonction $\Pi_h^H v_j^h$ sur la grille grosse est simplement celle de v^h au point coïncidant sur la grille fine,
- la pondération si la valeur de la fonction $\Pi_h^H v_j^h$ sur la grille grosse est une moyenne pondérée des valeurs de v^h au point coïncidant sur la grille fine et aux points voisins.

L'opérateur d'interpolation de la grille grosse vers la grille fine Π_H^h permet de calculer $\Pi_H^h v^H$ fonction sur la grille fine obtenue par interpolation polynômiale. Dans le cas unidirectionnel, l'interpolation est linéaire. En considérant que chaque point de la grille grosse correspond à un point de la grille fine en $i = 2I$, les valeurs $[\Pi_H^h v^H]_i$ d'une interpolation linéaire d'ordre 2 sont définies de la manière suivante (figure IV.7):

$$[\Pi_H^h v^H]_i \equiv \begin{cases} v_I^H & i = 2I \\ (v_I^H + v_{I+1}^H)/2 & i = 2I + 1 \end{cases} \quad (13)$$

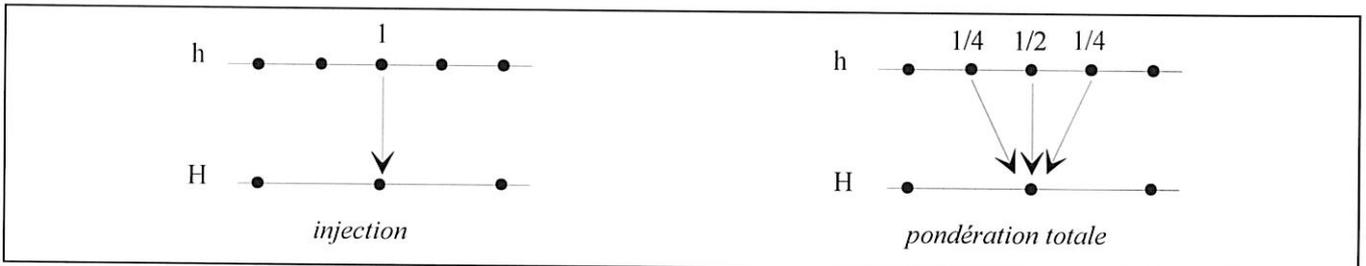


Fig. IV.6 : Opérateurs de restriction (dimension 1 et ordre d'interpolation 2)

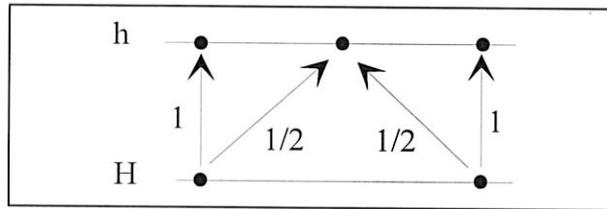


Fig. IV.7 : Opérateurs d'interpolation (dimension 1 et ordre d'interpolation 2)

Les opérateurs d'interpolation et de restriction sont reliés par la relation suivante:

$$\Pi_h^H = \left(\frac{h}{H}\right)^d (\Pi_H^h)^T \quad (14)$$

avec

$$\left(\frac{h}{H}\right)^d = 2^{-d} \quad (15)$$

4.2.2. INTEGRATION

4.2.2.1. Noyaux lisses

Une première étape consiste à réduire le calcul de l'intégrale sur la grille fine à celui d'une intégrale sur la grille grosse en utilisant les propriétés des opérateurs de transfert et des noyaux lisses.

- Si $K(x,y)$ est lisse suivant y , $\tilde{K}_{i,j}^{hh}$ approximation de $K_{i,j}^{hh}$ peut être définie par :

$$K_{i,j}^{hh} \approx \tilde{K}_{i,j}^{hh} \equiv \left[\Pi_H^h K_{i,\cdot}^{hH} \right]_j \quad (16)$$

Π_H^h interpolation d'ordre suffisamment élevée.

L'équation (12) peut s'écrire :

$$w_i^h = h^d \sum_j \tilde{K}_{i,j}^{hh} u_j^h + h^d \sum_j (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (17)$$

$K_{i,\cdot}^{hH}$ est obtenu à partir de $K_{i,\cdot}^{hh}$ par injection :

$$K_{i,J}^{hH} = K_{i,2J}^{hh}. \quad (18)$$

$\tilde{K}_{i,j}^{hh}$ est une interpolation de $K_{i,j}^{hh}$ effectuée à partir des points sur la grille grosse, d'où :

$$(K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) = \begin{cases} 0 & j = 2J \\ O(h^{2p} K^{(2p)}(\xi)) & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (19)$$

où $2p$ est l'ordre d'interpolation et $K^{(2p)}(\xi)$ la dérivée $2p^{\text{ième}}$ de K au point ξ .

Par définition du noyau $\tilde{K}_{i,j}^{hh}$, nous avons l'expression de l'approximation \tilde{w}_i^h suivante :

$$\tilde{w}_i^h = h^d \sum_j \tilde{K}_{i,j}^{hh} u_j^h = h^d \sum_j \left[\Pi_H^h K_{i,\cdot}^{hH} \right]_j u_j^h = h^d \sum_j K_{i,J}^{hH} \left[\left(\Pi_H^h \right)^T u^h \right]_j \quad (20)$$

où $\left(\Pi_H^h \right)^T$ est l'opérateur complémentaire de Π_H^h défini dans le paragraphe précédent.

L'équation (12) peut s'écrire :

$$\tilde{w}_i^h = H^d \sum_j K_{i,J}^{hH} u_j^H \quad (21)$$

avec :

$$u^H = 2^{-d} \left(\Pi_H^h \right)^T u^h \quad (22)$$

Si le noyau K est lisse comparé à u : $|h^{2p} K^{(2p)}| \ll |h^{2s} u^{(2s)}|$, w_i^h est approximé avec précision par \tilde{w}_i^h .

Le calcul de \tilde{w}_i^h revient à une sommation sur la grille grosse en fonction de l'indice J .

• Si $K(x,y)$ est lisse suivant x , $\hat{K}_{i,j}^{hh}$ approximation de $K_{i,j}^{hh}$ peut être définie par :

$$K_{i,j}^{hh} \approx \hat{K}_{i,j}^{hh} \equiv \left[\hat{\Pi}_H^h K_{\cdot,j}^{Hh} \right]_i \quad (23)$$

l'équation (12) peut s'écrire :

$$w_i^h = h^d \sum_j \left[\hat{\Pi}_H^h K_{\cdot,j}^{Hh} \right]_i u_j^h + h^d \sum_j (K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (24)$$

soit :

$$w_i^h = h^d \left[\hat{\Pi}_H^h \sum_j K_{\cdot,j}^{Hh} u_j^h \right]_i + h^d \sum_j (K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (25)$$

avec :

$$w_i^H \equiv w_{2I}^h = h^d \sum_j K_{i,j}^{Hh} u_j^h = h^d \sum_j K_{2I,j}^{hh} u_j^h \quad (26)$$

l'équation (12) peut s'écrire :

$$w_i^h = \left[\hat{\Pi}_H^h w^H \right]_i + h^d \sum_j \left(K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh} \right) u_j^h \quad (27)$$

$K_{I,j}^{Hh}$ est obtenu à partir de $K_{i,j}^{hh}$ par injection :

$$K_{I,j}^{Hh} = K_{2I,j}^{hh}. \quad (28)$$

$\hat{K}_{i,j}^{hh}$ est une interpolation de $K_{i,j}^{hh}$ effectuée à partir des points sur la grille grosse, d'où :

$$\left(K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh} \right) = \begin{cases} 0 & i = 2I \\ O\left(h^{2p} K^{(2p)}(\xi)\right) & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (29)$$

où $2p$ est l'ordre d'interpolation et $K^{(2p)}(\xi)$ la dérivée $2p^{\text{ième}}$ de K au point ξ .

Si $K(x,y)$ est symétrique, l'opérateur d'interpolation $\hat{\Pi}_H^h = \Pi_H^h$.

Si le noyau K est lisse dans la direction x , w_i^h peut être approximé avec précision par :

$$w_i^h \approx \left[\hat{\Pi}_H^h w^H \right]_i \quad (30)$$

avec

$$w_I^H = w_{2I}^h \quad (26)$$

Si le noyau K est suffisamment lisse :

- suivant y , w_i^h peut être approximé avec précision par \tilde{w}_i^h obtenu par sommation sur les points d'indice $j=2I$,
- suivant x , w_i^h en tout point i peut être calculé en effectuant une interpolation à partir des valeurs de w_i^h calculées uniquement aux points d'indices $i=2I$.

Soit :

$$w_i^h \approx \left[\hat{\Pi}_H^h w^H \right]_i \quad (31)$$

avec, d'après (21),

$$w_I^H \equiv \tilde{w}_{2I}^h = H^d \sum_j K_{I,j}^{HH} u_j^H \quad (32)$$

4.2.2.2. Noyaux présentant des singularités

Les noyaux dérivés des potentiels et utilisés dans le calcul du tenseur des contraintes présentent des singularités sur le domaine d'intégration D . Au voisinage des points d'application du chargement discrétisé, soit en $x=y$, les termes d'erreur des équations (17) et (24) ne sont plus négligeables. Par contre, en s'éloignant des points singuliers, l'erreur induite par l'intégration sur la grille grosse décroît très rapidement et redevient inférieure à l'erreur de discrétisation. Une correction des expressions définies dans le paragraphe précédent doit être faite.

Si $i = 2I$, l'équation (17) s'écrit :

$$w_i^h = h^d \sum_j \tilde{K}_{i,j}^{hh} u_j^h + h^d \sum_j \left(K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh} \right) u_j^h$$

$$= w_i^H + h^d \sum_j (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (33)$$

Loin des singularités, $\|j-i\| \gg 1$, l'erreur sur K devient faible. Le terme de correction de l'équation (33) peut être écrit en 2 parties :

$$w_i^h = w_i^H + h^d \sum_{\|j-i\| \leq m} (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h + h^d \sum_{\|j-i\| \geq m} (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (34)$$

Après correction au voisinage de la singularité, la solution sera égale à :

$$w_i^h \approx \bar{w}_i^H = w_i^H + h^d \sum_{\|j-i\| \leq m} (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (35)$$

$$(K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) = \begin{cases} 0 & j = 2J \\ O(h^{2p} K^{(2p)}(\xi)) & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (36)$$

Si $i = 2I+1$, l'équation (24) s'écrit :

$$w_i^h = h^d \sum_j [\hat{\Pi}_H^h K_{i,j}^{HH}]_i u_j^h + h^d \sum_j (K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (37)$$

d'où,

$$w_i^h = [\Pi_H^h w^H]_i + h^d \sum_{\|j-i\| \leq m} (K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h + h^d \sum_{\|j-i\| \geq m} (K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (38)$$

Après correction au voisinage de la singularité, la solution sera égale à :

$$w_i^h \approx [\hat{\Pi}_H^h w^H]_i + h^d \sum_{\|j-i\| \leq m} (K_{i,j}^{hh} - \tilde{K}_{i,j}^{hh}) u_j^h \quad (39)$$

$$(K_{i,j}^{hh} - \hat{K}_{i,j}^{hh}) = O(h^{2p} K^{(2p)}(\xi)) \quad (\forall j, i = 2I+1) \quad (40)$$

En faisant l'hypothèse que $K(x,y)$ présente les mêmes propriétés dans les directions x et y , les mêmes opérateurs de transfert sont utilisés. Les équations (35) et (39) définissent les approximations des valeurs des intégrales en tout point i de la grille fine.

Dans la pratique, le paramètre m correspondant au nombre de points de correction a été déterminé par Brandt et Lubrecht [11] de manière à obtenir une erreur inférieure à l'erreur de discrétisation.

4.3. CYCLE D'INTEGRATION

L'intégration sur le domaine D discrétisé sur une grille fine peut donc être remplacée par une intégration équivalente faite sur une grille plus grosse. Les principales étapes peuvent être résumées de la manière suivante :

- transformation de u^h sur la grille fine en u^H sur la grille grosse,
- calcul des noyaux $K_{I,J}^{HH}$ de la grille grosse tels que $K_{I,J}^{HH} = K_{2I,2J}^{hh}$,
- somme sur la grille grosse permettant d'obtenir w_I^H ,
- en $i=2I$, injection de w_I^H sur la grille fine en $j=2J$ et $j=2J+1$ puis correction pour $j=2J+1$,
en $i=2I+1$, interpolation de w_I^H sur la grille fine et correction de w_i^h .

Les développements ont été décrits entre des grilles de pas h et $H=2h$. La même procédure d'intégration peut être appliquée cette fois-ci à la grille grosse de pas H et répétée récursivement jusqu'à atteindre une grille dont le nombre de points de discrétisation soit proportionnel à \sqrt{n} . L'intégration effectuée sur la grille contenant \sqrt{n} points requiert alors $O(n)$ opérations. Le nombre total d'opérations est réduit de $O(n^2)$ pour une intégration classique à $O(n \ln n)$ pour une intégration rapide.

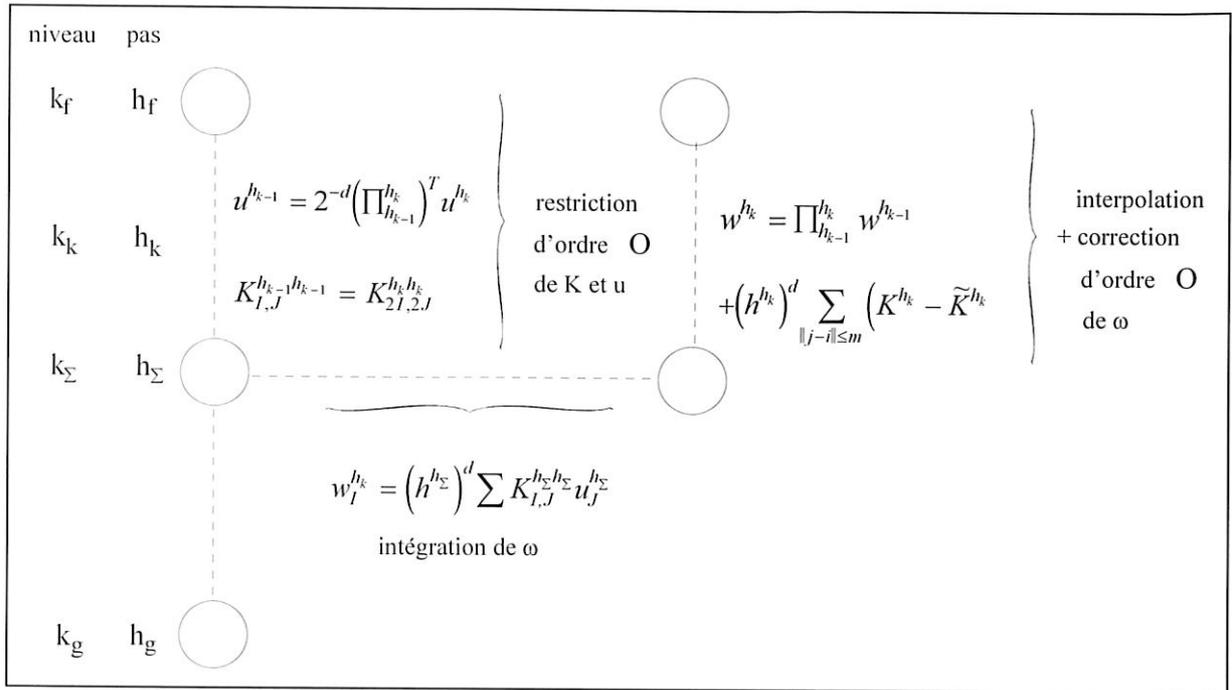


Fig. IV.8 : intégration rapide sur plusieurs niveaux

4.4. STRUCTURE DU CYCLE D'INTEGRATION 3D

Les interpolations et restrictions bidimensionnelles sont remplacées par des opérations de transfert alternativement dans les directions x et y . Les opérations en 3D sont alors semblables à celles en 2D. Cette méthode présente l'avantage d'être simple, par contre elle nécessite un stockage supplémentaire sur une demi-grille additionnelle. Le temps total de résolution reste proportionnel à $O(n \ln n)$.

La structure de résolution adoptée dans le cas du calcul 3D est la suivante :

- entrée de $u_{kl}^{h_f h_f}$ sur la grille fine dans les directions x et y ,
- calcul de $K_{|i-k||j-l|}^{h_f h_f}$ sur la grille fine,
- injection de $K_{|i-k||j-l|}^{h_f h_f}$ sur les grilles intermédiaires alternativement dans les directions x et y de la grille fine k_f à la grille de calcul k_Σ ,
- stockage des erreurs sur les noyaux $K_{|i-k||j-l|}^{h_k h_k}$ dues à l'interpolation des résultats sur les grilles intermédiaires alternativement dans les directions x et y ,
- pondération totale de la pression $u_{kl}^{h_f h_f}$ sur les grilles intermédiaires,
- calcul de $w_{IJ}^{h_\Sigma h_\Sigma}$ sur la grille de calcul,
- interpolation et correction du résultat $w_{IJ}^{h_\Sigma h_\Sigma}$ sur les grilles intermédiaires de la grille de calcul à la grille fine.

5. PERFORMANCES

Les performances de cette méthode sont testées sur le calcul de la déformation des massifs semi-infinis. Hertz a proposé une solution analytique du problème qu'il est facile de reprendre.

La pression adimensionnée dans le contact est de la forme :

$$P(X, Y) = \sqrt{1 - X^2 - Y^2} \quad \text{si } (X^2 + Y^2) \leq 1$$

La géométrie adimensionnée est de la forme :

$$H(X, Y) = 0 \quad \text{si } (X^2 + Y^2) \leq 1$$

L'erreur numérique $\varepsilon_{h_\Sigma}^{h_f}$ correspond à la différence entre le résultat obtenu par la méthode d'intégration et le résultat de Hertz. Elle est définie par :

$$\varepsilon_{h_\Sigma}^{h_f} = \sum \left\| H_{h_\Sigma}^{h_f}(X) - H_{Hertz}(X) \right\|_2$$

$H_{h_\Sigma}^{h_f}(X)$ est la déformée déterminée sur la grille fine de pas h_f en effectuant l'intégrale sur la grille h_Σ .

L'erreur $\varepsilon_{h_\Sigma}^{h_f}$ ne contient pas d'erreurs dues aux opérations de transfert, mais uniquement les erreurs de discrétisation. Elle correspond à l'erreur limite minimum.

Les calculs sont effectués pour différents niveaux k_f en fonction de :

- différentes profondeur de calcul $\mathcal{P} = k_f - k_\Sigma$
- différents ordres d'interpolation $O = 2, 4, 6$ et 8

Le niveau $k_f=1$ correspond à une discrétisation de $(4+1)*(4+1)$ points. Le niveau $k_f=8$ (le plus fin dans cet exemple) correspond à une discrétisation de $(512+1)*(512+1)$ points. Entre chaque niveau, il existe un rapport 4 entre le nombre de points. Pour les niveaux 7 et 8, les calculs ne sont pas faits sur la grille fine mais approximatés en raison de la durée importante des calculs.

Le but de ces tests est d'arriver à déterminer l'ordre d'interpolation et la profondeur de calcul optimaux en comparant les résultats sur les erreurs et les temps de calcul (effectués sur HP 9000 série 700).

5.1. ERREUR D'APPROXIMATION

L'erreur d'approximation du calcul contient l'erreur de discrétisation et l'erreur d'interpolation car les corrections $K_H^h - \tilde{K}_H^h$ sont effectuées sur un nombre limité de points.

Une variation de l'ordre d'interpolation fait apparaître une variation de l'erreur d'approximation. La figure IV.9 montre que pour les ordres 6 et 8, l'erreur tend à être constante quels que soient le niveau de calcul k_Σ pour une grille fine k_f donnée. Il n'y a pas de perte de précision pour ces 2 ordres par rapport au calcul qui serait effectué directement sur la grille fine (tableaux IV.1 et IV.2). Par contre, pour les ordres 2 et 4 la différence entre les erreurs $\varepsilon_{h_f}^{h_f}$ et $\varepsilon_{h_\Sigma}^{h_f}$ s'accroît fortement quand la profondeur de calcul \mathcal{P} augmente.

Le cas des niveaux 6 et 8 est représenté plus précisément figure IV.10. Pour un niveau de calcul $k_f=6$, apparaît que la différence entre l'erreur d'approximation et l'erreur de discrétisation n'est pas supérieure à cette dernière. L'interpolation d'ordre 6 est donc satisfaisante à ce niveau de calcul pour fournir une bonne précision de calcul.

Concernant l'influence de la profondeur \mathcal{P} sur la précision des calculs, les résultats de la figure IV.9 montrent que plus la grille de calcul h_Σ s'éloigne de la grille fine, plus l'erreur d'approximation est élevée, avec un palier au niveau $\mathcal{P} \approx k_f/2$. Ce phénomène régresse quand l'ordre d'interpolation augmente.

D'après les résultats sur la précision, un ordre d'interpolation de 6 ou 8 est nécessaire pour conserver une précision suffisante des résultats. Par contre, il n'est pas nécessaire d'aller au-delà car jusqu'à un niveau $k_f=8$

la relation $\left| \varepsilon_{h_\Sigma}^{h_f} - \varepsilon_{h_f}^{h_f} \right| < \left| \varepsilon_{h_f}^{h_f} \right|$ est vérifiée.

5.2. TEMPS DE CALCUL

Concernant les temps de calcul, le gain augmente principalement en fonction de la profondeur de calcul \mathcal{P} . Par exemple, pour un niveau $k_f=8$ et un ordre d'interpolation $O=8$, le temps de calcul serait de plus de 17 heures si l'intégration était effectuée sur la grille fine ($\mathcal{P} = 0$) alors qu'il est de 52 secondes quand l'intégration est faite sur une grille de niveau $k_\Sigma = k_f - k_f/2$ (tableau IV.4).

Par contre, les différences enregistrées entre les différents ordres d'interpolation ne sont pas aussi significatives. Pour le même cas, avec une interpolation d'ordre 2, le temps de calcul par intégration sur une grille de même niveau ($k_\Sigma = k_f - k_f/2$), sera de 43 secondes. Par rapport au temps initial de 17 heures, cela représente une différence de 0.0014%. Cette différence s'accroît si le niveau de la grille fine diminue. Pour un niveau $k_f=6$, la différence relative entre le temps de calcul sur la grille $k_f=6$ et celui sur la grille $k_\Sigma = k_f - k_f/2 = 3$ sera de 1%. Entre les ordres d'interpolation 6 et 8, la différence est encore moindre.

Le temps de calcul baisse d'abord rapidement en fonction de la profondeur jusqu'à un palier situé à $P = k_f/2$ (k_f pair) ou $P = (k_f - 1)/2$ (k_f impair). La figure IV.11 montre pour $k_f=6$, qu'à partir de $k_\Sigma=3$ le temps de calcul ne régresse plus.

Les résultats mettent en évidence que la profondeur de calcul à appliquer pour obtenir une précision et un temps de calcul optimum est $P = k_f/2$ si k_f est pair et $P = (k_f - 1)/2$ si k_f est impair pour un ordre d'interpolation de 8. Le gain de temps est représenté figure IV.12 avec les conditions indiquées ci-dessus. Il augmente considérablement avec le niveau de la grille fine k_f .

kf	$\mathcal{P}=0$	$\mathcal{P}=1$	$\mathcal{P}=2$	$\mathcal{P}=3$	$\mathcal{P}=4$	$\mathcal{P}=5$	$\mathcal{P}=6$	$\mathcal{P}=7$
2	9.25E-03	9.22E-03						
3	3.45E-03	3.30E-03	3.27E-03					
4	7.21E-04	6.63E-04	6.00E-04	6.11E-04				
5	2.30E-04	2.19E-04	2.03E-04	1.90E-04	2.09E-04			
6	6.08E-05	5.49E-05	4.42E-05	2.90E-05	2.13E-05	5.95E-05		
7	1.50E-05			9.39E-06	1.19E-05	1.95E-05	5.06E-05	
8	3.75E-06				3.78E-06	8.88E-06	1.66E-05	5.33E-05

Tab. IV.1 : erreur moyenne $\varepsilon_{h_\Sigma}^{hf}$ pour un ordre d'interpolation $O = 6$

kf	$\mathcal{P}=0$	$\mathcal{P}=1$	$\mathcal{P}=2$	$\mathcal{P}=3$	$\mathcal{P}=4$	$\mathcal{P}=5$	$\mathcal{P}=6$	$\mathcal{P}=7$
2	9.52E-03	9.15E-03						
3	3.45E-03	3.41E-03	3.37E-03					
4	7.21E-04	9.22E-04	1.64E-03	1.86E-03				
5	2.30E-04	2.41E-04	2.57E-04	2.70E-04	2.67E-04			
6	6.08E-05	6.67E-05	7.68E-05	9.25E-05	1.07E-04	1.04E-04		
7	1.50E-05			2.98E-05	3.59E-05	3.97E-05	4.49E-05	
8	3.75E-06				5.34E-06	5.41E-06	7.06E-06	2.27E-05

Tab IV.2 : erreur moyenne $\varepsilon_{h_\Sigma}^{hf}$ pour un ordre d'interpolation $O = 8$

kf	$\mathcal{P}=0$	$\mathcal{P}=1$	$\mathcal{P}=2$	$\mathcal{P}=3$	$\mathcal{P}=4$	$\mathcal{P}=5$	$\mathcal{P}=6$	$\mathcal{P}=7$
2	1.00E-02	1.10E-01						
3	8.00E-02	2.10E-01	2.30E-01					
4	1.02E+00	6.00E-01	4.50E-01	4.80E-01				
5	1.54E+01	3.14E+00	1.31E+00	1.16E+00	1.19E+00			
6	2.44E+02	2.70E+01	5.31E+00	3.46E+00	3.32E+00	3.35E+00		
7	3.90E+03			1.34E+01	1.16E+01	1.14E+01	1.14E+01	
8	6.20E+04				4.76E+01	4.57E+01	4.55E+01	4.56E+01

Tab IV.3 : temps de calcul $T_{h_\Sigma}^{hf}$ pour un ordre d'interpolation $O = 6$

kf	$\mathcal{P}=0$	$\mathcal{P}=1$	$\mathcal{P}=2$	$\mathcal{P}=3$	$\mathcal{P}=4$	$\mathcal{P}=5$	$\mathcal{P}=6$	$\mathcal{P}=7$
2	1.00E-02	2.50E-01						
3	8.00E-02	4.20E-01	4.90E-01					
4	1.02E+00	1.03E+00	8.30E-01	9.10E-01				
5	1.54E+01	4.52E+00	2.00E+00	1.81E+00	1.91E+00			
6	2.44E+02	3.33E+01	7.12E+00	4.63E+00	4.42E+00	4.50E+00		
7	3.90E+03			1.62E+01	1.36E+01	1.34E+01	1.37E+01	
8	6.20E+04				5.24E+01	4.97E+01	4.95E+01	4.96E+01

Tab IV.4 : temps de calcul $T_{h_\Sigma}^{hf}$ pour un ordre d'interpolation $O = 8$

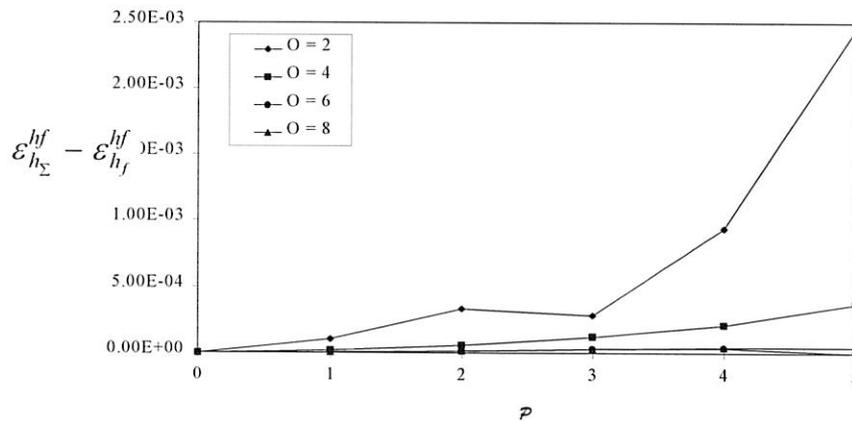


Fig. IV.9 : erreur $\mathcal{E}_{h_\Sigma}^{hf} - \mathcal{E}_{h_f}^{hf}$ en fonction de la profondeur de calcul \mathcal{P} et de l'ordre d'interpolation O ($k_f = 6$)

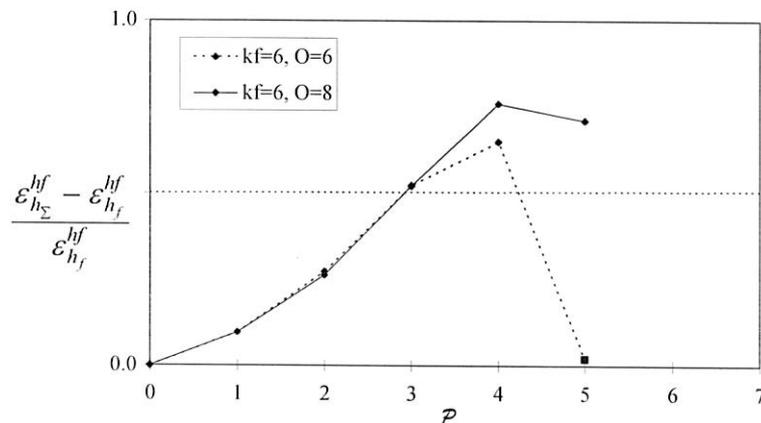


Fig. IV.10 : rapport $\left(\mathcal{E}_{h_\Sigma}^{hf} - \mathcal{E}_{h_f}^{hf}\right) / \mathcal{E}_{h_f}^{hf}$ en fonction de la profondeur de calcul \mathcal{P} ($O=6$ et 8)

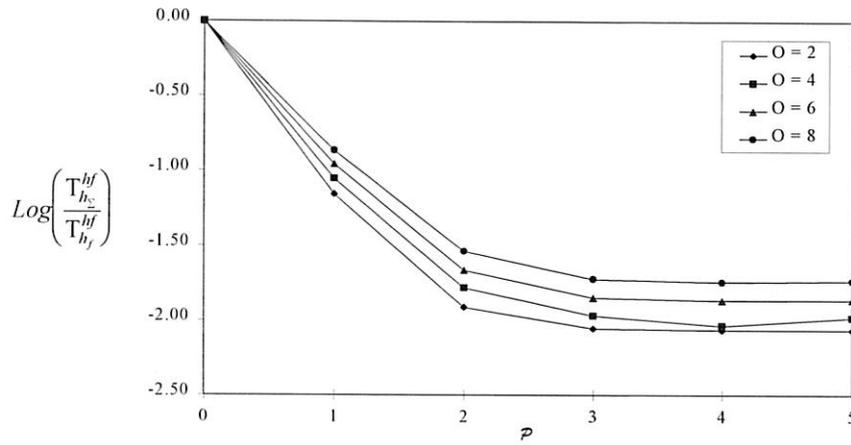


Fig. IV.11 : $\text{Log}\left(\frac{T_{h_{\Sigma}}^{hf}}{T_{h_f}^{hf}}\right)$ en fonction de la profondeur de calcul p et de l'ordre d'interpolation O ($k_f=6$)

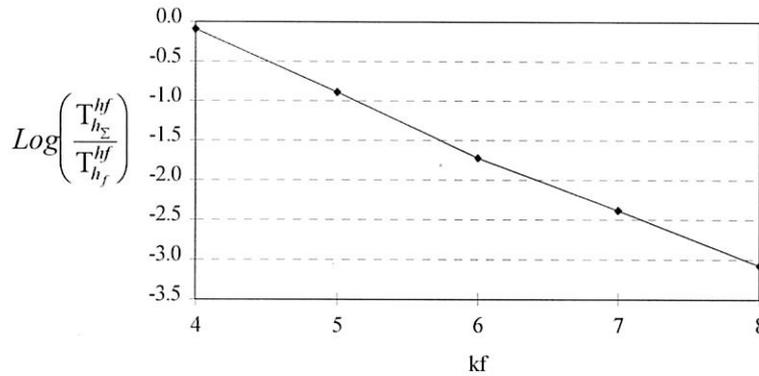


Fig. IV.12 : $\text{Log}\left(\frac{T_{h_{\Sigma}}^{hf}}{T_{h_f}^{hf}}\right)$ en fonction de différents niveaux de grilles fines k_f ($O=8$ et $p \approx k_f/2$)

5.3. APPLICATION AU CALCUL DU TENSEUR DES CONTRAINTES DANS LE MASSIF

Le calcul des contraintes se fait par intégration des noyaux de chaque composante du tenseur dans les 2 directions x et y pour une profondeur donnée. Pour diminuer les temps de calcul, il est possible de faire varier le pas de discrétisation dans la profondeur de manière à avoir une discrétisation fine dans la zone où les gradients des contraintes sont les plus élevés et une discrétisation plus grossière ailleurs.

L'influence de la variation du pas dans la profondeur a été étudiée pour 2 cas de rapport d'ellipse. Le premier cas correspond à un rapport de 1, le second à un rapport de 10. La pression de Hertz maximum est de 3 GPa, les axes de l'ellipse ont pour dimensions 0.3 mm pour le plus petit (demi-largeur a) et respectivement 0.3 et 3 mm (demi-largeur b) pour les rapports de 1 et 10. La zone de calcul en surface est un rectangle centré sur l'ellipse de contact dont les côtés font 1.5a dans la direction x et 1.5b dans la direction y. La discrétisation de la zone de calcul est indiquée dans les tableaux IV.5, IV.6 et IV.6 par les valeurs n_x et n_y . Le nombre de points dans la profondeur est donné par n_z .

La variation du pas dans la profondeur se fait de la manière suivante. Près de la surface, le pas demeure constant sur un minimum de n_c couches. La valeur des pas dans les directions x, y et z sont alors identiques. Plus loin sous la surface, le pas double toutes les n_s couches. Les pas dans les directions x et y restent constants. Nous montrons ci-dessous les effets de la variation du pas dans la profondeur sur la précision et les temps de calcul. Ces effets sur la valeur de la durée de vie sont comparés au profil de l'évolution du cumul du risque de rupture en sous-couche basé sur le modèle de Ioannides et Harris [60].

Pour des contacts hertziens, avec des rapports d'ellipse, respectivement de 1 et 10, les tableaux IV.5 et IV.6 montrent que les erreurs sont toutes d'un ordre de grandeur très faible. Dès $n_s=2$, les erreurs enregistrées sur la valeur des durées de vie sont de l'ordre de 1% pour descendre à moins de 0.5% dès $n_s=4$. Les mêmes observations sont faites sur le calcul de la durée de vie pour un contact ondulé (tableau IV.7). D'une manière générale, un coefficient $n_s=4$ permet d'obtenir une précision de calcul inférieure à 1% sur la durée de vie avec un gain de temps minimum de 50% par rapport à un calcul effectué avec un pas constant.

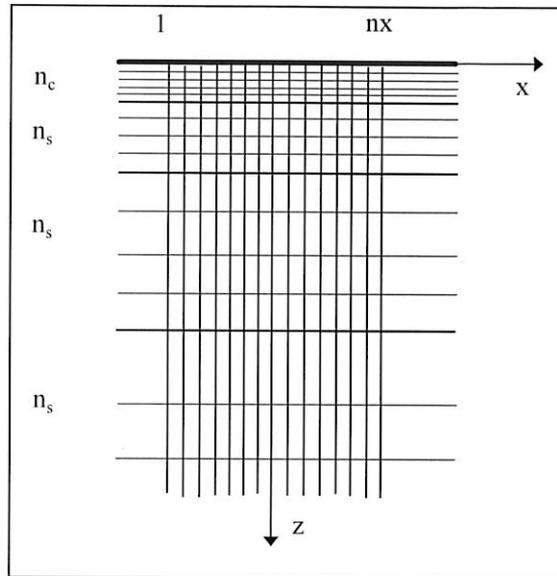


Fig. IV.13 : Variation du pas dans la profondeur en fonction des paramètres n_c et n_s

ks	Temps de calcul (s)	$n_x * n_y * n_z$	Erreur
2	327	65*65*9	1.25%
4	522	65*65*17	0.4%
6	656	65*65*17	0.005%
8	769	65*65*33	0%
100	1028	65*65*65	0%

Tab. IV.5 : Temps de calcul et erreurs sur la durée de vie en fonction de la progression du pas dans la profondeur ($k=1$)

ks	Temps de calcul (s)	$n_x * n_y * n_z$	Erreur
2	5602	641*65*6	0.4%
4	8627	641*65*10	0.1%
6	10903	641*65*19	0.09%
8	13021	641*65*19	0.07%
100	17236	641*65*65	0%

Tab. IV.6 : Temps de calcul et erreurs sur la durée de vie en fonction de la progression du pas dans la profondeur ($k=10$)

ks	Temps de calcul (s)	$n_x * n_y * n_z$	Erreur
2	889	129*129*6	0.4%
4	1460	129*129*16	0.1%
6	1879	129*129*16	0.09%
8	2307	129*129*32	0.07%
100	4507	129*129*129	0%

Tab. IV.7 : Temps de calcul et erreurs sur la durée de vie en fonction de la progression du pas dans la profondeur ($k=1$)

6. APPLICATION AU CONTACT E.H.D.

La technique d'intégration rapide permet de traiter de problème nécessitant une discrétisation fine du contact. Elle peut donc être appliquée à l'étude de l'influence des rugosités ou des défauts de surface sur la répartition des contraintes en sous-couche. Nous avons utilisé cette technique pour aborder deux questions apparues lors des observations expérimentales.

Concernant le premier point, les observations du micro-écaillage ont montré que les avaries de surface apparaissant lors de la fatigue superficielle de contact semblaient être à l'origine d'autres avaries formées à la même échelle. Pour éclaircir les modes d'action possibles, nous nous sommes intéressés à l'influence d'un défaut de surface représenté par un indent dans un contact lubrifié dans des conditions de roulement pur et de roulement plus glissement.

Concernant le second point, les observations montrent que la hauteur des rugosités elle-même est prédominante par rapport à la valeur du paramètre de sévérité Λ . Ainsi, si nous comparons les résultats obtenus pour les 3 charges, nous constatons que le micro-écaillage apparaît invariablement sur les surfaces non polies bien que la pression et la hauteur de film varient fortement d'une charge à l'autre. Pour traiter ce second problème, nous avons déterminé la distribution du champ de contraintes dans le massif pour différentes hauteurs de film dans le contact tout en gardant la même définition pour l'état de surface.

Ces analyses ont été effectuées avec le modèle E.H.D. transitoire développé par Fabrice Couhier [26, 27]. Ce modèle permet de simuler le contact élastohydrodynamique cylindre/plan entre une surface ondulée ou indentée et une surface lisse (figure IV.14). La solution des équations discrétisées de Reynolds (équation 41), de l'épaisseur de film (équation 43), de l'équilibre des forces (équation 44) et des conditions limites (équation 45) est obtenue en utilisant un algorithme multigrille [85]. La lubrification d'une surface ondulée perpendiculairement au roulement ou indentée nécessite la résolution d'un problème transitoire.

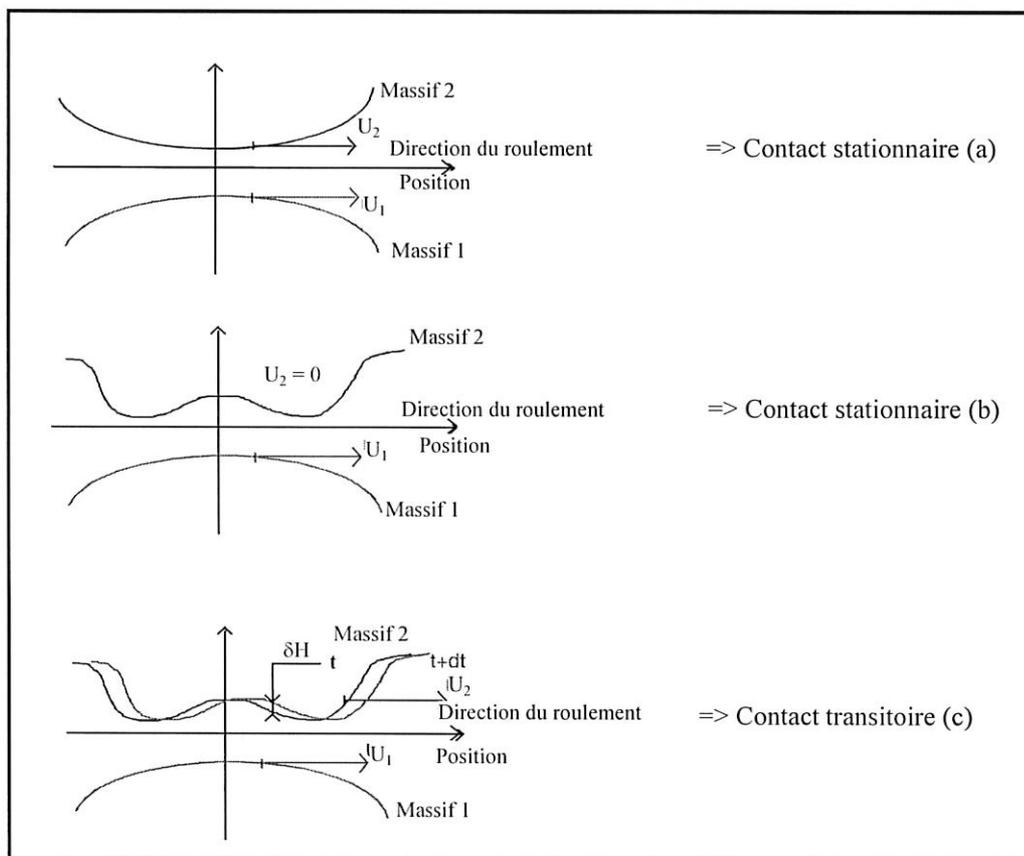


Fig. IV.14 : Microgéométries et conditions cinématiques considérées dans le contact - Influence sur le caractère stationnaire ou transitoire du problème [26]

Le système d'équations à résoudre est rappelé ci-dessous :

Equation de Reynolds :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \frac{H^3}{\lambda} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} (\bar{\rho}H) + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho}H) \quad (41)$$

avec la condition de non-cavitation :

$$\forall t, \frac{\partial P(x_s, t)}{\partial x} = 0 \quad (42)$$

Equation de déformée des masifs:

$$H(x, t) = H_{00}(t) + \frac{x^2}{2} + \mathfrak{R}(x, t) - \frac{1}{\pi} \int_{\Omega_c} \ln|x - x'| \cdot P(x', t') \cdot dx' \quad (43)$$

Conservation de la charge :

$$\forall t, \int_{\Omega_c} P(x, t) \cdot dx = \frac{\pi}{2} \quad (44)$$

Conditions aux limites :

$$\text{Sur les bords du domaine adimensionné de calcul, } \forall t, P(x_e, t) = P(x_s, t) = 0 \quad (45)$$

Les variables utilisées dans ces relations sont explicitées ci-dessous :

- $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$ densité adimensionnée du lubrifiant
- $\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$ viscosité adimensionnée du lubrifiant
- $\lambda = \frac{6\eta_0(u_1 + u_2)R'^2}{a^3 p_H}$ paramètre hydrodynamique
- $P = \frac{p}{p_H}$ pression adimensionnée
- x_e abscisse d'entrée du contact
- x_s abscisse de sortie du contact
- h épaisseur de film
- $H = \frac{hR'}{a^2}$ épaisseur de film adimensionnée
- h_{00} constante d'intégration
- $H = \frac{h_{00}R'}{a^2}$ constante d'intégration adimensionnée
- $R' = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ rayon de courbure équivalent
- $\mathfrak{R} = \frac{\varepsilon R'}{a^2}$ terme de microgéométrie des surfaces combinées
- $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ écart combiné de géométrie par rapport à la surface lisse

L'indentation et les ondulations sont modélisées dans la simulation par le produit entre un cosinus et une fonction exponentielle. La surface la plus inférieure est considérée comme lisse et la surface supérieure est ondulée ou indentée.

Dans le cas d'une résolution stationnaire (figures IV.14a et 14b), nous avons les relations suivantes :

- Indent de surface (surface 2) :

$$\mathfrak{R} = A_2 \exp\left(-K\left(\frac{X}{\Lambda_2}\right)^2\right) \cos\left(2\pi\frac{X}{\Lambda_2}\right) \quad (46)$$

- Ondulation de surface (surface 2):

$$\mathfrak{R} = A_2 \cos\left(2\pi\frac{X}{\Lambda_2}\right) \quad (47)$$

Avec :

- $X = \frac{x}{a}$ abscisse adimensionnée
- $A_2 = a_2 \frac{R'}{a^2}$ amplitude adimensionnée des ondulations de la surface 2
- $\Lambda_2 = \frac{\lambda_2}{a}$ longueur d'onde adimensionnée des ondulations de la surface 2

Dans le cas d'une résolution transitoire (figure IV.14c), nous avons les relations suivantes :

- Indent de surface (surface 2) :

$$\mathfrak{R} = A_2 \exp\left(-K\left(\frac{X^*}{\Lambda_2}\right)^2\right) \cos\left(2\pi\frac{X^*}{\Lambda_2}\right) \quad (48)$$

- Ondulation de surface (surface 2):

$$\mathfrak{R} = A_2 \exp\left(-K\left(\frac{X^*}{\Lambda_2}\right)^2\right) \cos\left(2\pi\frac{X^*}{\Lambda_2}\right) \text{ si } x^* \text{ et } u_2 \text{ sont de même signe} \quad (49)$$

$$\mathfrak{R} = A_2 \cos\left(2\pi\frac{X^*}{\Lambda_2}\right) \text{ sinon} \quad (50)$$

$$X^* = X - \left(X_d + \frac{u_2}{\bar{u}} T\right) \quad (51)$$

Avec :

- $T = \bar{u}t / a$ temps adimensionné
- $X_d = \frac{x_d}{a}$ abscisse adimensionnée du départ de la microgéométrie

X_d désigne la position de la micro-géométrie à $T = 0$. L'équation (49) montre que l'onde est considérée comme naissant d'une surface lisse. Ceci permet d'introduire progressivement une rugosité périodique dans le contact.

6.1. INFLUENCE D'UN INDENT DANS LE CONTACT

Les paramètres définissant les données géométriques du contact, les paramètres du lubrifiant et du matériau, les conditions de fonctionnement et les paramètres hydrodynamiques couramment utilisés sont présentés dans les tableaux IV.8 à IV. 11.

Paramètre	Symbole	Valeur
Rayon de courbure	R'	20 mm
Profondeur de l'indent	a_2	1.5 μm
Longueur de l'indent	λ^*	166 μm

Tab. IV. 8 : *Données géométriques*

Paramètre	Symbole	Valeur
Module d'élasticité équivalent	E'	226000 MPa
Viscosité de référence	η_0	5.02 10^{-3} Pa.s
Indice de Roelands	z	0.5115
Indice de Barus	α	1.14 10^{-8} Pa $^{-1}$

Tab. IV. 9 : *Propriétés du matériau et du lubrifiant*

Paramètre	Symbole	Valeur
Pression de Hertz maximum	$P_{H\text{max}}$	1.5 GPa
demi-largeur du contact	a	0.494 mm
Vitesse moyenne	\bar{u}	40 m/s
Taux de glissement	lambda	0 ou ± 0.06
Température de l'huile	T_{lub}	80°C

Tab. IV. 10 : *Conditions de fonctionnement*

Paramètre	Symbole	Valeur
Paramètre Hydrodynamique	λ	4.3 10^{-4}
Paramètre de charge (Moes)	M	92.8
Paramètre du matériau (Moes)	L	4.44
Paramètre de charge (Dowson)	W	2.73 10^{-4}
Paramètre de vitesse (Dowson)	U	4.44 10^{-12}
Paramètre du matériau (Dowson)	G	2.58 10^3

Tab. IV. 11 : *Paramètres EHD*

Les défauts de surface ici représentés par un indent induisent des modifications de pression et de géométrie. La localisation et l'amplitude de ces modifications dépendent fortement de la vitesse de glissement entre les surfaces en contact. Les figures IV.15, IV.16 et IV.17 montrent la distribution de pression, d'épaisseur de film et de contraintes en sous-couche pour trois positions distinctes du défaut dans le contact. Plus précisément, l'indent a deux effets sur la pression de contact et de géométrie :

- D'une part, la localisation d'un indent dans la zone d'entrée du contact modifie ses conditions limites. Ceci génère une onde qui agit sur la géométrie initiale du contact créant ainsi une augmentation de la pression. La vitesse de l'onde et de la pression associée correspond à celle de la vitesse moyenne dans le contact \bar{u} .
- La géométrie de la surface est bien sûr aussi modifiée tout le long du contact par l'indent lui-même qui induit une baisse de la pression localisée se déplaçant à la vitesse de l'indent lui-même.

Une première observation montre que les distributions de pression présentent deux pics de chaque côté de l'indent. Ceux-ci sont induits en partie par des bourrelets situés en aval et en amont de l'indent.

Dans le cas du roulement pur (fig. IV.15), les effets de l'indent lui-même et de l'ondulation sont superposés. Les vitesses des surfaces en contact et du lubrifiant correspondent à la vitesse moyenne du contact. Dans ces conditions, le mode de lubrification autour de l'indent devient hydrostatique. Les modifications de pression et les déformations géométriques restent limitées.

Dans le cas du roulement plus glissement (fig. IV.16 et IV.17), les effets de l'indent et de l'ondulation ne sont plus superposés. Les pics de pression sont plus élevés que dans le cas du roulement pur. L'onde modifie la géométrie et la pression, elle est visible :

- en aval de l'indent, si celui-ci est sur la surface lente (fig. IV.17),
- en amont de l'indent, si celui-ci est sur la surface rapide (fig. IV.16).

En roulement pur, les pics de pression restent d'une faible amplitude. En roulement plus glissement, ils sont beaucoup plus élevés et leur intensité diffère en fonction de la vitesse de la surface.

Les figures IV.16 et IV.17 montrent que l'onde se dissocie de l'indent lui-même lorsque celui-ci avance dans le contact. L'onde va jouer un rôle à part entière différent suivant la surface. Pour la surface rapide, l'onde va se retrouver en amont de l'indent et générer une augmentation du pic de pression à ce niveau. De même, mais en aval pour la surface lente.

Le pic de pression généré sur la surface lente est plus important que celui de la surface rapide. Dans ce cas, l'onde contribue à la régénération de la pression en sortie d'indent et donne un gradient plus élevé que dans le cas de la surface rapide.

La zone située à proximité de la surface entre l'indent et le pic de pression est fortement contrainte. En présence de glissement entre les surfaces, son étendue augmente au cours du temps. Les valeurs des contraintes de cisaillement maximum peuvent atteindre 1.3 GPa pour une pression de contact de Hertz maximum de 1.5 GPa. Nous aurons à ces endroits fortement sollicités une plasticité locale du matériau. Dans le cas du roulement pur, cette zone reste plus limitée avec une amplitude des contraintes de cisaillement plus faible.

Ce type de mécanisme peut contribuer à expliquer pourquoi les surfaces sont plus endommagées lorsqu'elles ont été soumises à du glissement plutôt qu'à du roulement pur. Des observations complémentaires de surfaces endommagées soumises à du glissement montrent qu'en effet les avaries formées en surface sont bordées par une zone présentant des craquelures ou de fines fissures dont la localisation (en amont ou en aval du contact) varie en fonction du sens du frottement.

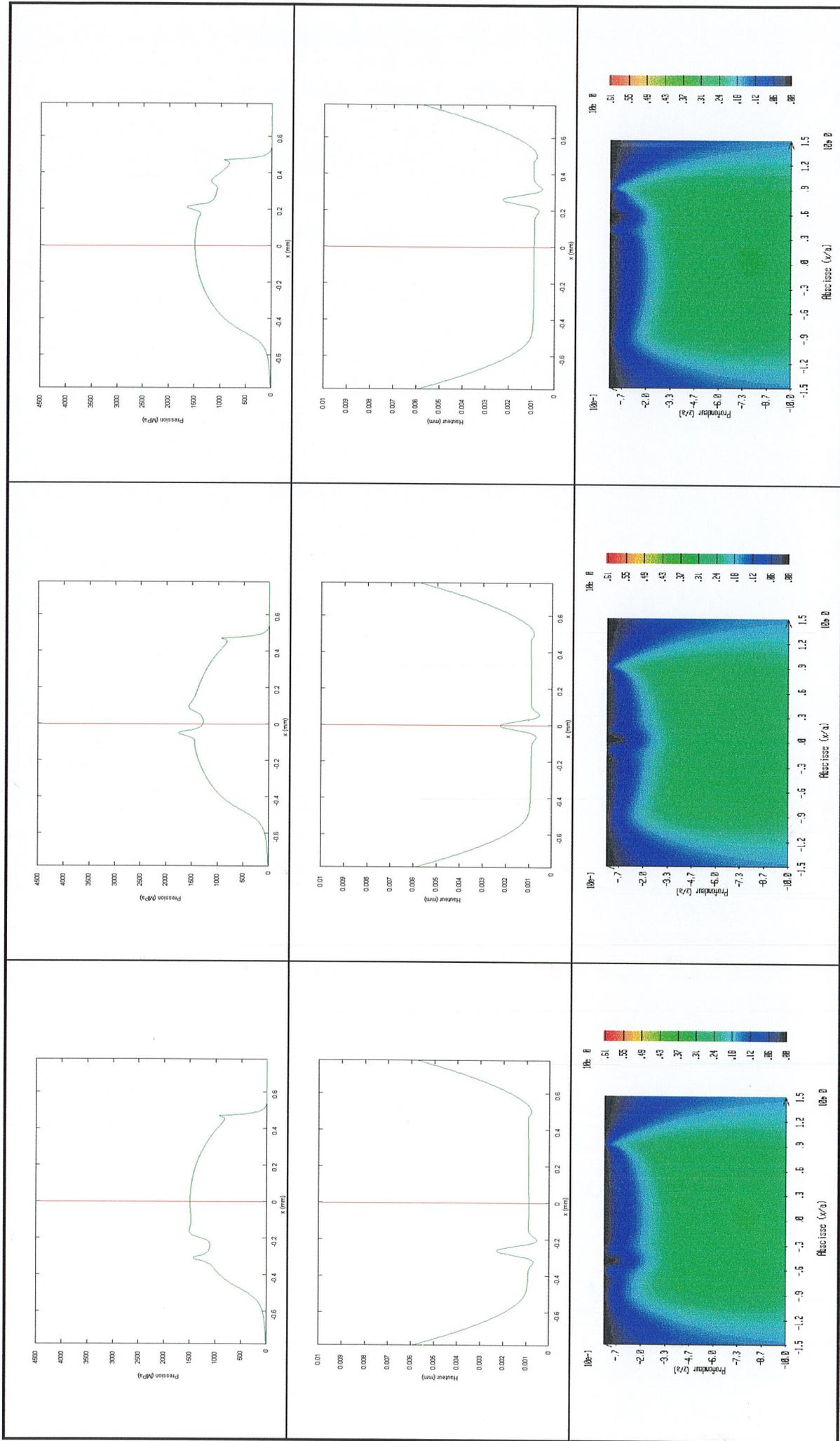


Fig. IV. 15 : Pression, hauteurs de film et contrainte de cisaillement maximum (roulement pur)

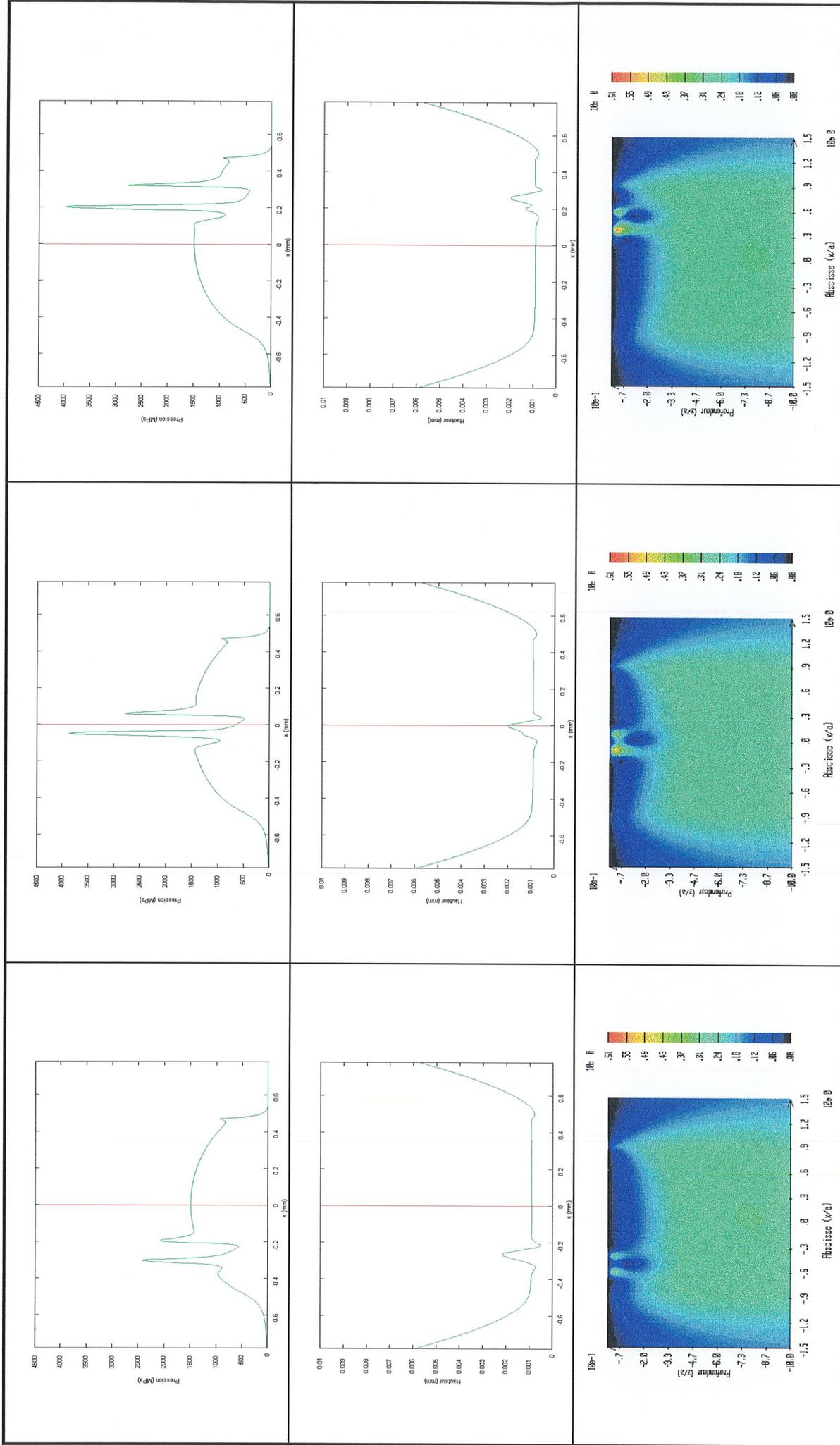


Fig. IV.16 : Pression, hauteurs de film et contrainte de cisaillement maximum (roulement plus glissement - indenteur sur surface rapide)

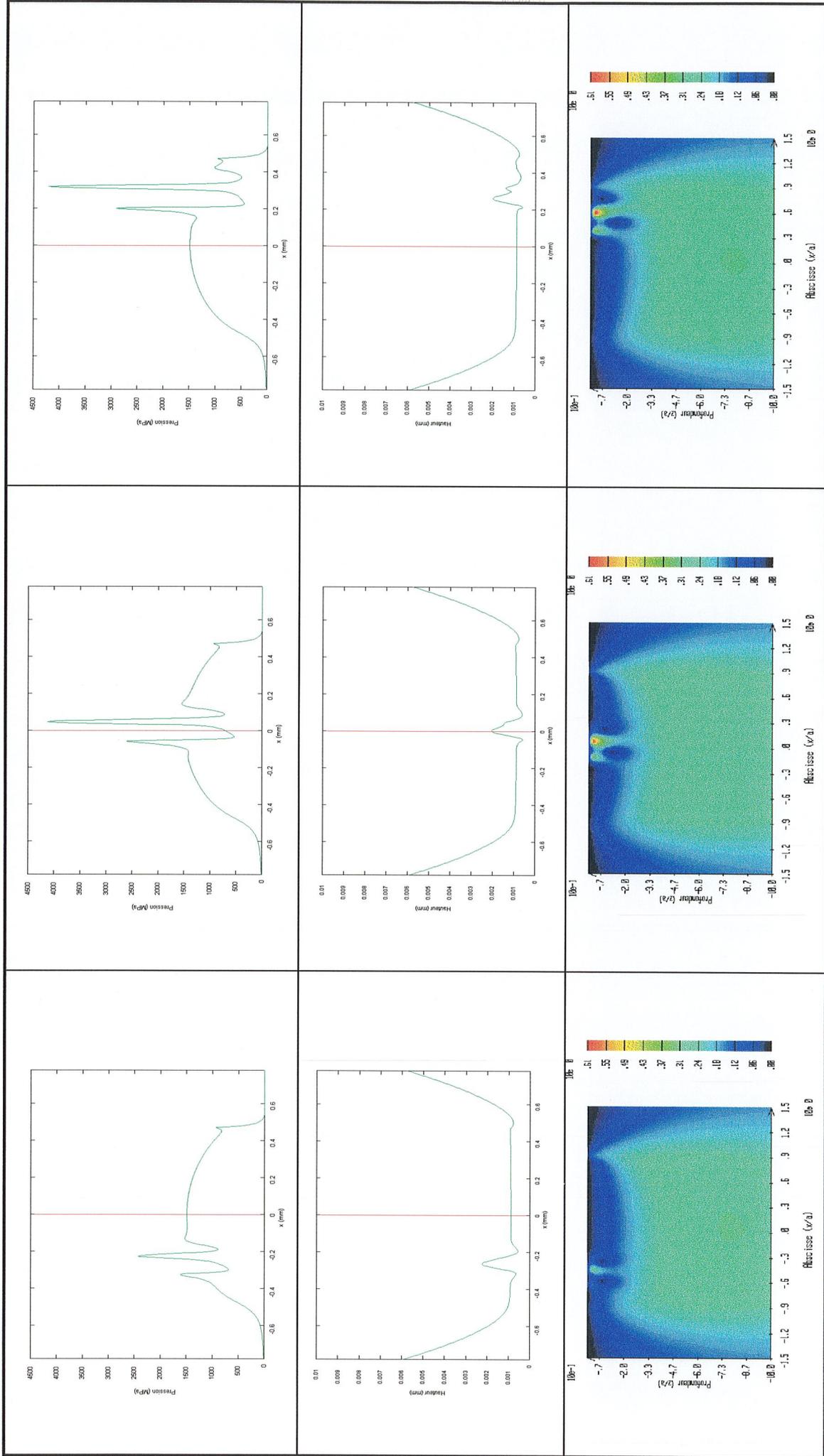


Fig. IV.17 : Pression et contrainte de cisaillement maximum (roulement plus glissement - indent sur surface lente)

6.2. INFLUENCE DES ONDULATIONS

Le paramètre de sévérité Λ est couramment employé comme critère d'endommagement dans les études expérimentales. Il représente le rapport de la hauteur de film de lubrifiant obtenue pour un contact entre des surfaces lisses sur la hauteur RMS équivalente des rugosités du contact. Or pour Λ constant, on peut faire varier indépendamment h_0 ou σ . Il apparaît alors que la variation de la hauteur de film n'a pas la même influence que celle de la hauteur des rugosités. Les conséquences sur la répartition des pressions, des hauteurs de film et des contraintes dans le massif ne sont pas les mêmes. Cette partie permet d'étudier les influences respectives des caractéristiques des hauteurs d'ondulations et des hauteurs de film.

Les paramètres définissant les données géométriques du contact, les paramètres du lubrifiant et du matériau, les conditions de fonctionnement et les paramètres hydrodynamiques utilisés sont présentés dans les tableaux IV.12 à IV. 15.

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Rayon de courbure	R	28.2	mm
Amplitudes des ondulations	A	0.316, 0.158, 0.079, 0.0395	μm
Longueur des ondulations	λ	83, 166, 333	μm

Tab. IV. 12 : *Données géométriques*

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Module d'élasticité équivalent	E'	230800	MPa
Viscosité de référence	η_0	$4 \cdot 10^{-3}$	Pa.s
Indice de Roelands	z	0.68	-
Indice de Barus	α	$2.2 \cdot 10^{-8}$	Pa^{-1}

Tab. IV. 13 : *Propriétés du matériau et du lubrifiant*

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Pression de Hertz max.	$P_{H\text{max}}$	2.	GPa
Vitesse moyenne	\bar{u}	1.5	m/s
Taux de glissement	lambda	0	-
Température de l'huile	T_{lub}	100	$^{\circ}\text{C}$

Tab. IV. 14 : *Conditions de fonctionnement*

Paramètres adimensionnés	Symbole	Valeur
Paramètre Hydrodynamique	λ	$4.3 \cdot 10^{-4}$
Paramètre de charge (Moes)	M	92.8
Paramètre du matériau (Moes)	L	4.44
Paramètre de charge (Dowson)	W	$2.73 \cdot 10^{-4}$
Paramètre de vitesse (Dowson)	U	$4.44 \cdot 10^{-12}$
Paramètre du matériau (Dowson)	G	$2.58 \cdot 10^3$

Tab. IV. 15 : *Paramètres EHD*

Cette étude est effectuée pour un contact stationnaire cylindre/plan. Cette hypothèse peut satisfaire à notre d'étude puisque les échantillons que nous avons testés présentent des ondulations longitudinales au roulement (figure IV.3). La résolution du problème stationnaire revient à considérer des conditions cinématiques de glissement pur entre les 2 surfaces du contact pour lesquelles les pressions engendrées ont des amplitudes maximales. Les paramètres variables sont les vitesses de fonctionnement, les amplitudes et les longueurs des ondulations.

Le paramètre de sévérité Λ s'exprime par la relation suivante [131] :

$$\Lambda = \sqrt{2} * h_{\text{centre, lisse}} / A$$

A étant l'amplitude de l'ondulation.

La figure IV.19 donne les variations des pics de pression maximales (ΔP_{max}), en fonction de la hauteur de film au centre du contact lisse ($h_{\text{centre, lisse}}$). Ceci est illustré pour une seule longueur d'ondulation (166 μm) et différentes amplitudes (0.0395, 0.079, 0.158, 0.316 μm). Le rapport Λ est compris entre les valeurs 0.5 ($A = 0.316 \mu\text{m}$, $h_{\text{centre, lisse}} = 0.315 \mu\text{m}$) et 9 ($A = 0.0395 \mu\text{m}$, $h_{\text{centre, lisse}} = 0.71 \mu\text{m}$).

Les courbes de cette figure montrent qu'une variation de la hauteur de film n'a pas d'effet sur les surpressions ΔP_{max} à partir du moment où l'alimentation est surabondante (figure IV.18a). Pour des hauteurs du même ordre que les amplitudes ($A = 0.316 \mu\text{m}$, $h_{\text{centre, lisse}} = 0.315, 0.42$), il y a uniquement une légère variation de ΔP_{max} . Par contre, une variation des amplitudes donne une variation significative et proportionnelle de ΔP_{max} .

Dans le contact stationnaire, la hauteur de film et les pics de pressions sont issus de 2 mécanismes dissociés. La hauteur de film est générée par la vitesse moyenne des surfaces en contact alors que la formation des pics de pressions est due à la présence des ondulations et du glissement. Pour illustrer ceci, les courbes de la figure IV.19 montrent un ΔP_{max} constant pour des valeurs de Λ différentes. Nous voyons donc que l'utilisation du critère Λ pour évaluer la variation de ΔP_{max} est uniquement valable dans des conditions de fonctionnement constantes.

Dans un contact EHD ou micro-E.H.D., où les amplitudes sont du même ordre de grandeur que les hauteurs de film, les surpressions peuvent être évaluées grâce au rapport A/λ . La figure IV.20 montre que la proportionnalité des variations ΔP_{max} par rapport à A/λ . Johnson [65] donne la relation permettant de caractériser l'influence de A/λ sur ΔP_{max} :

$$\Delta P_{\text{max}} = \left(\frac{\pi E' A}{2\lambda} \right)$$

Les figures IV.21 et IV.22 illustrent les effets des variations des longueurs d'onde et des amplitudes sur les contraintes de cisaillement maximales dans le massif.

Les courbes de la figure IV.21 représentent la somme des variations du cisaillement maximal en chaque point induites entre le cas lisse et le cas ondulé. Pour une longueur d'onde constante, $\Delta \tau_{\text{max}}$ varie linéairement en fonction de l'amplitude A et non en fonction de A/λ , comme c'est le cas pour ΔP_{max} . Les amplitudes élevées des contraintes générées près de la surface pour des longueurs d'onde faibles sont corrigées par la somme sur le volume, faite pour évaluer la variation globale. Ceci montre que pour de faibles longueurs d'ondulations, à amplitude constante, les valeurs des contraintes sont plus élevées mais aussi plus concentrées.

La figure IV.22 représente la variation des maxima locaux pour les profondeurs correspondant aux micro-contacts EHD induits par les pics de pression. Les contraintes de cisaillement maximum augmentent avec l'amplitude des ondulations suivant une pente dépendante de la longueur de celles-ci. Contrairement à l'approche globale, les longueurs d'onde jouent un rôle du même ordre que celui des amplitudes sur le niveau de contrainte de cisaillement local. Pour de faibles longueurs d'onde, les amplitudes élevées ont une influence très marquée sur le niveau de contraintes. Pour de grandes longueurs d'ondes, les contraintes locales près de la surface subissent une augmentation plus faible.

Cette partie montre à la fois l'influence de l'amplitude mais aussi de la longueur des ondulations sur les intensités des contraintes de cisaillement. Si une approche globale des contraintes de cisaillement dans le massif est considérée, l'influence de la longueur des ondulations s'efface devant celle des amplitudes. Le

risque local n'est alors plus pris en compte correctement. Le critère Λ , utilisé justement dans l'optique de considérer les aspérités de la surface, inclue uniquement la notion d'amplitude. Son utilisation doit donc être faite dans des conditions de fonctionnement identiques, mais aussi pour des états de surface ayant les mêmes longueurs d'ondulations.

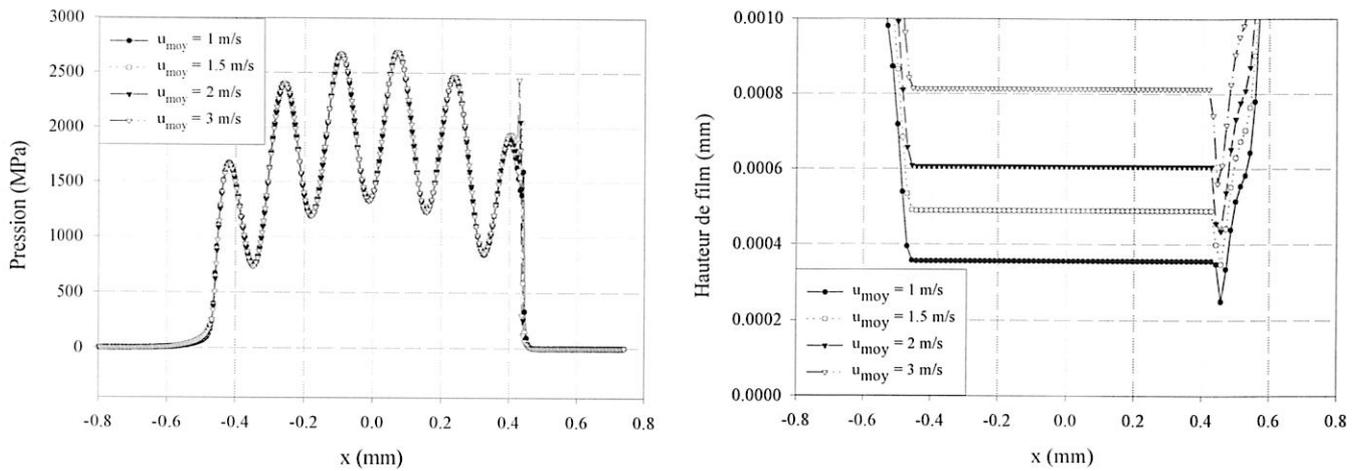


Fig. IV.18 : Champs de pression et hauteurs de film en fonction de la vitesse moyenne du contact ($A=0.316 \mu\text{m}$)

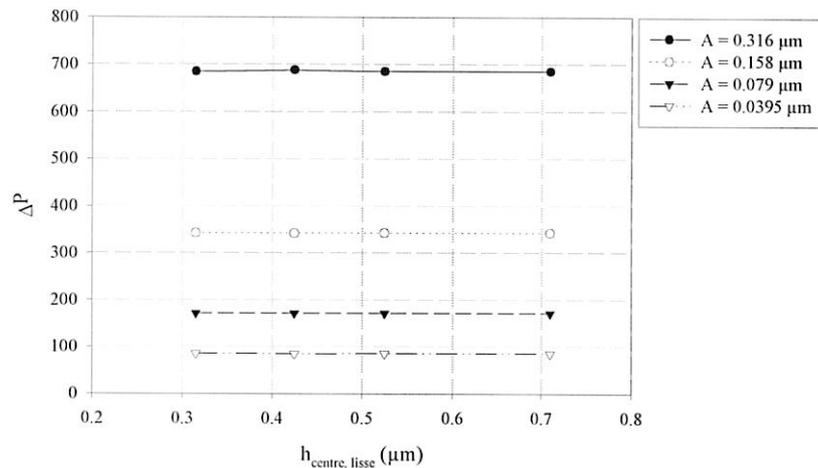


Fig. IV.19 : Variation des pics Δp_{max} en fonction des hauteurs de film et d'ondulations ($A=0.316 \mu\text{m}$)

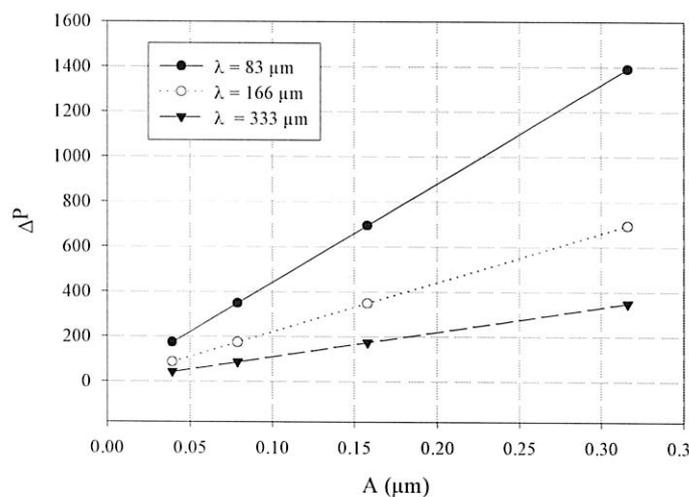


Fig. IV.20 : Variation des pics Δp_{max} en fonction des amplitudes d'ondulations avec $h_{\text{centre, lisse}}=0.315 \mu\text{m}$

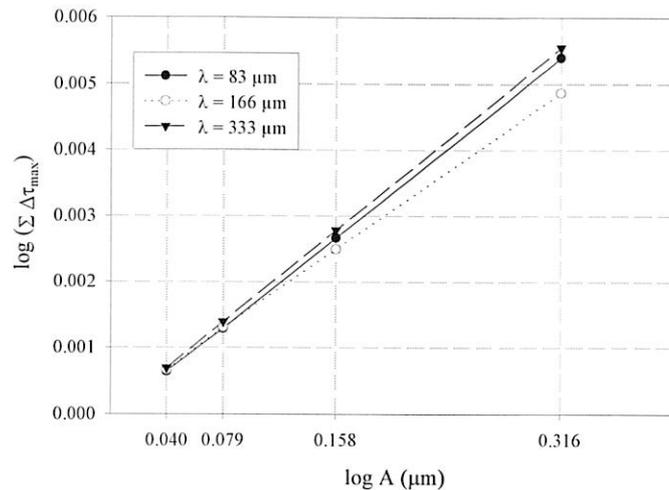


Fig. IV.21 : Représentation de la somme des variations de la contrainte de cisaillement maximum par rapport au cas lisse en fonction des hauteurs de film et des longueurs d'ondulations

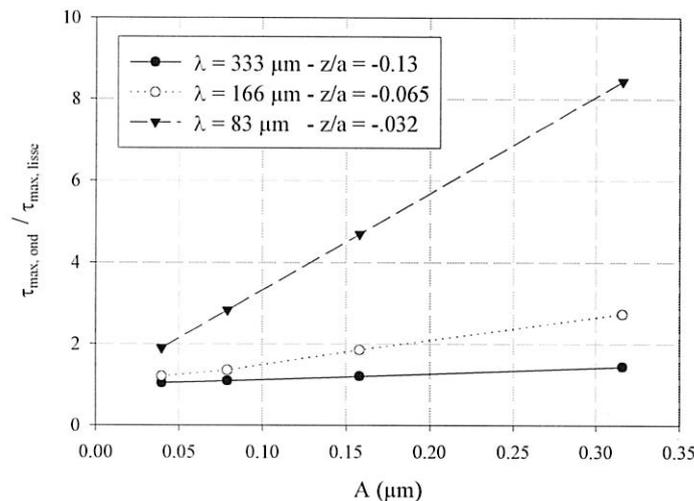


Fig. IV.22 : Représentation de la contrainte de cisaillement maximum en fonction des hauteurs de film et des longueurs d'ondulations

7. CONCLUSION

Ce chapitre montre l'intérêt de la technique d'intégration rapide pour le calcul des contraintes dans un massif élastique semi-infini. Celui-ci peut alors être discrétisé finement de manière à étudier l'influence des défauts de surface.

D'une part, nous avons pu caractériser l'influence d'un indente en surface en fonction des conditions cinématiques. Nous voyons que même un défaut de faible profondeur peut provoquer des surcontraintes importantes localement. Cet exemple peut être considéré comme représentatif d'une micro-écaille assez étendue ou d'un groupe de micro-écailles en surface. Il met en lumière comment le micro-écaillage en surface peut s'auto-propager en induisant lui-même une augmentation locale du champ de contrainte.

D'autre part, nous avons étudié l'influence de l'amplitude et des longueurs des ondulations de surface sur la distribution des contraintes dans le massif. Il est mis en évidence que la longueur d'onde a un rôle prédominant sur les niveaux de contraintes locales et que le paramètre Λ apparaît incomplet pour décrire la sévérité d'un contact rugueux.

Dans le chapitre suivant, nous allons aborder la distribution des contraintes pour un contact sec ondulé. Une application aux cas des surfaces réelles étudiées lors des essais expérimentaux sera également présentée.

CHAPITRE V

RISQUE D'ENDOMMAGEMENT DU CONTACT SEC RUGUEUX

1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous analysons les états de contrainte et les risques d'endommagement induits par les effets de la rugosité et du frottement en surface. Les configurations de contact choisies correspondent à celles des éprouvettes en acier M50 utilisées pour les essais. Nous analysons les résultats par rapport aux caractéristiques du M50 définies par le laboratoire G.E.M.P.P.M. dans le contexte de leur modèle de durée de vie infinie.

Ce modèle, comme la plupart des modèles de durée de vie actuels, est basé sur le concept de durée de vie infinie. Il est basé sur la connaissance précise des mécanismes de fatigue et des propriétés des matériaux. Il s'articule autour de 3 différentes limites d'endurance [74]. La première borne H_1 correspond à la borne inférieure de la limite d'endurance $P_{H_{max}}$, valeur de la pression de Hertz, en deçà de laquelle aucune déformation plastique n'a lieu autour des microhétérogénéités présentes dans le matériau. La seconde borne H_2 correspond à la limite d'endurance $P_{H_{max}}$ en deçà de laquelle aucun amorçage ne se produit. La borne H_3 correspond à la limite $P_{H_{max}}$ pour laquelle aucune fissure ne se propage jusqu'à la surface. Actuellement, la connaissance des propriétés mécaniques de la matrice et des inclusions permet au G.E.M.P.P.M. de déterminer la déformation plastique autour d'une inclusion et le nombre de cycles à l'amorçage pour le M50.

Parallèlement, les modèles statistiques de durée de vie du type Ioannides et Harris [60] englobent dans leur approche aussi bien l'amorçage que la propagation. La limite de durée de vie couramment utilisée L_{10} correspond à l'écaillage.

La première partie du chapitre est axée autour de la première limite d'endurance H_1 , correspondant à la prédiction de déformation plastique locale [76]. La limite d'endurance H_1 a été déterminée par le G.E.M.P.P.M. pour l'acier M50 à partir de la limite d'élasticité σ_e et des propriétés mécaniques des inclusions. Nous nous servons de ces informations pour analyser la déformation plastique locale dans des contacts ondulés et rugueux soumis à des pressions de 1.5, 2.5 et 3.5 GPa. Les surfaces des contacts utilisées sont représentatives de celles des éprouvettes non polies en acier M50. Les surfaces réelles sont mesurées par rugosimétrie optique. Nous déterminons les longueurs d'onde prédominantes des surfaces par transformée de Fourier. Une recombinaison du signal à partir des fréquences prédominantes permet d'obtenir une surface ondulée présentant les principales caractéristiques de la surface réelle.

Nous étendons ensuite notre étude à l'influence des contraintes de cisaillement en surface induites dans le contact sous l'effet du glissement. Dans la plupart des études, la relation entre contrainte tangentielle et pression normale satisfait la loi de Coulomb (i.e. coefficient de frottement uniforme dans l'aire de contact). Or, dans un contact rugueux, il existe une telle différence entre les endommagements obtenus en roulement pur et en roulement plus glissement, qu'un autre comportement que celui de Coulomb doit être envisagé. Une autre relation entre pression normale et contrainte tangentielle est proposée et discutée.

Enfin, la dernière partie concerne l'étude de la durée de vie basée sur le modèle de Dwyer-Joyce et al [37]. Pour mieux comprendre les résultats apportés par un tel critère basé sur l'approche de Ioannides et Harris, nous effectuons une étude systématique des durées de vie induites pour un contact ponctuel avec des ondulations de longueurs et d'amplitudes variables. Ensuite nous nous plaçons dans nos conditions d'essais. Nous étudions l'influence des pressions dans un contact ponctuel en recalant nos résultats sur ceux de G.E.M.P.P.P.M. concernant le nombre de cycles à l'amorçage autour de microhétérogénéités dans l'acier M50. Nous abordons ensuite l'influence des ondulations et du frottement. Ceci constitue une approche

macroscopique du problème qui permet d'accéder à une limite d'endurance incluant à la fois les phases d'amorçage et de propagation.

La prise en compte des rugosités dans un modèle élastohydrodynamique rugueux et transitoire est difficile, principalement pour des raisons de précision et de temps de calcul. Dans l'étude réalisée, les rugosités sont orientées dans la direction de la vitesse de roulement (cas du contact souvent rencontré entre la bague de roulement et les éléments roulants). Le problème est donc stationnaire. C'est pourquoi nous utilisons la solution d'un modèle sec élastique (Lubrecht et Ioannides [87]) pour estimer la distribution des pressions normales, ce qui est une bonne approximation de la solution du problème lubrifié stationnaire ou du problème lubrifié dynamique quand la hauteur des rugosités est élevée devant celle du film dans le contact.

La configuration choisie pour les essais correspond en fait au cas des roulements (fig. V.1). Un point M situé sur la surface subit tour à tour une pression nulle, puis une pression P_M quand les billes passent et enfin une pression nulle en dehors du contact. L'amplitude maximum des contraintes subie par ce point au cours du temps correspond à la différence entre la contrainte subie dans le contact et la contrainte nulle en dehors du contact. Le cycle complexe de la fatigue est remplacé par la prise en compte de l'amplitude maximum de la contrainte.

Finalement, les contraintes élastiques en sous-couche (cf. chapitre précédent) sont obtenues à partir de la solution du problème du contact sec (distribution des pressions normales en surface). La technique d'intégration rapide a été avantageusement utilisée ici pour réduire les temps et les coûts de calcul.

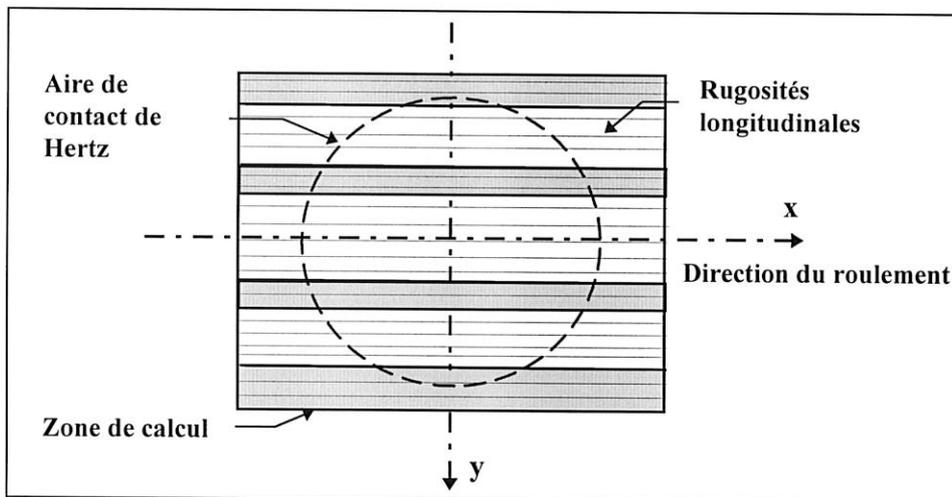


Fig. V.1 : Orientations des rugosités dans le contact par rapport au roulement

2. MODELISATION DU CONTACT SEC

Nous utilisons ici le programme développé par Lubrecht et Ioannides [87], également basé sur l'algorithme de Kalker [66, 67] mais utilisant de plus les techniques multigrilles et d'intégration rapide. Cette résolution est toujours basée sur les hypothèses présentées dans le chapitre précédent pour un massif élastique semi-infini.

La résolution du contact sec permet d'obtenir les valeurs de la distribution de pression et de la déformation en surface. Les valeurs de la déformée sont obtenues par la technique d'intégration rapide, la distribution de pression est obtenue en utilisant la méthode de résolution multigrille permettant d'accélérer la convergence du processus itératif.

Dans notre cas de figure, les essais de fatigue ont été effectués dans des conditions de lubrification élastohydrodynamique ou micro-élastohydrodynamique. Les résultats fournis par la résolution du contact sec doivent donc être considérés avec prudence. En effet, les solutions obtenues pour un contact sec sont valables pour un contact lubrifié si les ondulations des surfaces sont de faible amplitude. Dans le cas contraire, la

solution donnée par la résolution en sec fournit des valeurs de surpressions surestimées par rapport à celles qui seraient obtenues dans un contact EHD.

Néanmoins, la résolution du contact sec permet d'avoir une estimation du champ de pression et des contraintes dans le massif dans le cas d'un contact ponctuel. Avec cet outil, nous pouvons analyser les effets des perturbations de la surface, qu'il s'agisse de la présence d'ondulations, de rugosités ou de frottement.

3. PREDICTION DE L'AMORÇAGE POUR L'ACIER M50

Dans cette partie, nous analysons l'influence de l'état de surface sur la distribution de la contrainte de cisssion maximum. Cette approche permet de déterminer la potentialité d'une durée de vie infinie dans le contact.

Nous étudions tout d'abord l'influence de surfaces dont les ondulations correspondent aux ondulations prédominantes des surfaces réelles. Pour cela, nous avons d'abord mesuré les longueurs d'ondes caractéristiques dans le cas des éprouvettes en M50 non poli. Nous avons appliqué les 3 niveaux de pressions de 1.5, 2.5 et 3.5 GPa. Ensuite, nous appliquons les mêmes niveaux de chargement sur des surfaces constituées de combinaisons d'ondulations.

Ensuite, nous nous plaçons dans le cas d'un contact rugueux réel. Pour voir l'influence du rodage, nous avons déterminé les contraintes pour une surface réelle et une surface rodée provenant directement de relevés par rugosimétrie optique.

3.1. LIMITES D'ELASTICITE

Le G.E.M.P.P.M. a déterminé les limites élastiques de l'acier M50 [74] à partir d'essais de microplasticité. Nous utilisons comme limite d'élasticité le paramètre τ_e correspondant à la cission de friction initiale de la matrice à $20 \cdot 10^{-6}$ def. La limites d'endurance H_1 pour l'amorçage au voisinage de microhétérogénéités et la contrainte de cisaillement orthogonal τ_{H1} correspondante sont indiquées dans le tableau V.1. Les résultats obtenus par G.E.M.P.P.M. (voir Lamagnère et al. [76]) sont en bon accord avec des résultats empiriques obtenus par Harris et al à 160° pour un acier M50. τ_u correspond à la contrainte limite de cisaillement orthogonal déterminée par Harris et al [56].

La seconde ligne du tableau donne la limite d'élasticité τ_e du M50 à $20 \cdot 10^{-6}$ def pour une température de 100° ainsi que la limite d'endurance H_1 déterminée pour un contact circulaire avec une inclusion sphérique d'alumine de module d'Young 375 GPa située à la position la plus défavorable.

T (°C)	τ_e (MPa)	τ_{H1} (MPa) (carbure)	τ_{H1} (MPa) (alumine)	H_1 (GPa) (alumine)	τ_u (MPa) [56]
160	655	361	327	1.53	290
100	736	-	-	1.72	-

Tab. V.1 : Contraintes limite d'élasticité τ_e et contraintes seuil τ_u de l'acier M50 pour 2 températures différentes [74]

3.2. CARACTERISTIQUES DES SURFACES NON POLIES DE L'ACIER M50

Le tableau suivant montre les longueurs d'ondes prédominantes et les amplitudes correspondantes issues des relevés de rugosimétrie faits sur des éprouvettes en M50.

Avec les ondulations caractéristiques du M50, nous déterminons les distributions de contraintes et les durées de vie en fonction des 3 niveaux de chargement appliqués lors des essais.

λ (μm)	A_1 (μm)	A_2 (μm)
333	0.3	0.6
160	0.25	0.5
80	0.2	0.4
40	0.15	0.3

Tab. V.2 : Relevé de longueurs et amplitudes caractéristiques d'éprouvettes rugueuses en M50

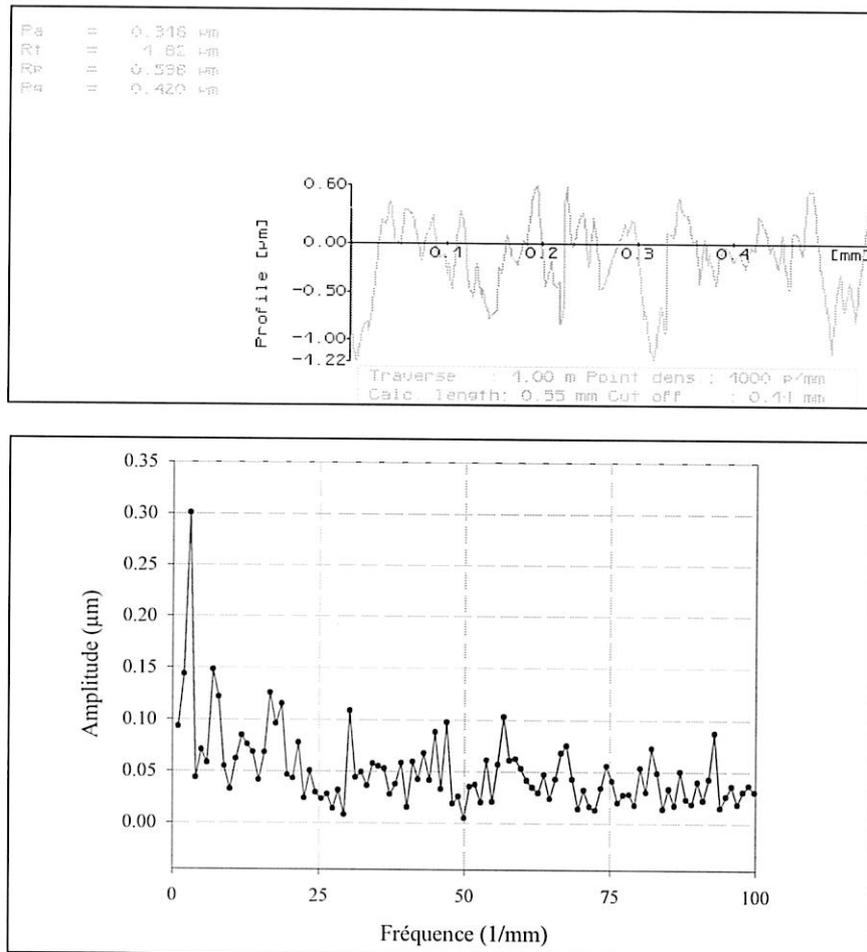


Fig. V.2 : Exemples de profil et transformée de Fourier d'une éprouvette en M50 non polie

3.3. INFLUENCE D'ONDULATIONS SINUSOIDALES

Il faut rappeler que les essais de fatigue ont été effectués avec des surfaces rugueuses en regard. Dans des conditions de roulement entre 2 surfaces ondulées, la position des ondulations en vis-à-vis n'est pas fixe. Dans le cas le plus défavorable, les sommets se trouvent en regard et l'amplitude équivalente est alors de $2A$. Dans le cas le plus favorable, les ondulations peuvent se trouver en conformité.

La modélisation du contact sec met en présence une surface lisse et une surface ondulée. Nous avons choisi d'effectuer les calculs avec les ondulations A_1 et A_2 présentées dans le tableau V.2. Les amplitudes A_1 correspondent aux valeurs mesurées par rugosimétrie. Pour chacune de ces configurations de surface, nous avons appliqué les 3 niveaux de charge de 1.5, 2.5 et 3.5 GPa.

En fonction des pressions appliquées et de la forme des ondulations, 2 configurations différentes de l'aire de contact peuvent être générées lors de la résolution du contact sec. En effet, l'aire de contact peut être continue ou discrète. Le paramètre sans dimension χ permet de déterminer dans quel cas nous nous trouvons.

Ce paramètre a été établi par Johnson [65] dans l'étude analytique du comportement d'une surface sinusoïdale et satisfait l'expression :

$$\chi = \frac{\pi E'}{2P_{H\max}} \frac{A}{\lambda} \quad (1)$$

Si $\chi < 1$, l'aire de contact est continue et la pression réelle maximale est égale à :

$$P_r = (1 + \chi)P_{H\max} \quad (2)$$

Si $\chi > 1$, l'aire de contact est discrète et la pression réelle maximale est égale à :

$$P_r = 2\sqrt{\chi}P_{H\max} \quad (3)$$

Lorsque l'aire de contact est continue, la surpression est égale à :

$$\Delta P = \frac{\pi E'}{2} \frac{A}{\lambda} \quad (4)$$

Les 3 figures V.3, V.4 et V.5 montrent en premier lieu une coupe des pressions dans le plan (yOz). A droite sont indiquées les 3 distributions de pression correspondant aux ondulations spécifiées dans le tableau V.2 et à gauche les 3 distributions correspondant aux doubles des 3 premières amplitudes des ondulations.

Le tableau V.3 montre les valeurs des pressions maximales, des cissions maximales en sous-couche et en surface pour les ondulations données dans le tableau V.2.

Les isovaleurs situées en dessous des champs de pression sont placées dans le plan $x=0$. Les profondeurs et largeurs sont normées par rapport à la demi-largeur de l'aire de contact c . Les isovaleurs sont indiquées en MPa. La valeur maximum indiquée sur l'échelle correspond à la valeur de la contrainte limite élastique du M50 à 100°C déterminée par le G.E.M.P.P.M. et non à la valeur maximum des isovaleurs dans le plan.

Les valeurs maximales de la contrainte de cisaillement de Tresca pour un contact lisse ponctuel soumis à 1.5, 2.5 et 3.5 GPa sont respectivement de 465, 775 et 1085 MPa.

L'aire de contact est continue pour tous les cas, excepté pour celui correspondant à une pression de 1.5 GPa et à A/λ égal à 0.0036. Les surpressions notées dans le tableau V.3 sont relativement plus élevées pour la pression de 1.5 GPa que pour les autres pressions. Dans le cas où l'aire de contact n'est pas continue, ceci est encore plus remarquable.

De même pour la distribution des contraintes de cisaillement, l'écart entre les valeurs obtenues pour un cas lisse et celles obtenues pour un contact ondulé est plus marqué à 1.5 GPa. Néanmoins, à 1.5 GPa, nous n'enregistrons pas de valeurs de cissions très élevées. Dans un seul cas, celles-ci dépassent la limite d'élasticité du matériau (fig. V.3b3).

De fait, les ondulations induisent des contacts locaux qui génèrent des zones de cisaillement maximum proches de la surface. Si nous considérons que les contacts générés par les petites longueurs d'onde ont une configuration proche du contact linéique, nous pouvons estimer la profondeur de cisaillement maximum à environ 0.175 fois la longueur des ondulations. Dans le cas de la figure V.3b3, il y aura donc possibilité de plasticité locale jusqu'à une profondeur de 0.175λ soit 14 μm .

Pour une pression de Hertz de 2.5 GPa, la cission maximale obtenue est proche de 775 MPa (valeur de la contrainte de cisaillement maximale obtenue pour un contact lisse) dans 5 cas sur 6. Elle se situe au delà de la limite H_1 (736 MPa). Le dépassement de cette limite indique que des zones locales plastiques peuvent se former. A plus ou moins long terme, l'amorçage de la fatigue pourra avoir lieu. Ceci rejoint les prévisions de P. Lamagnère [74] qui donnent un nombre de cycles à l'amorçage de 40.10^6 cycles au voisinage d'une inclusion d'alumine dans une éprouvette polie en M50 chargée à 2.5 GPa. Les essais stoppés à 50.10^6 cycles n'ont pas montré un amorçage aussi précoce en raison de la propreté inclusionnaire de l'acier.

En surface, pour le cas de la figure V.4b5 (2.5 GPa), avec $A/\lambda=0.0036$, nous atteignons une amplitude de 931 MPa à proximité de la surface, soit 26% de plus que la limite élastique. Pour ce niveau de charge, les essais ont montré que les micro-écailles ne dépassaient jamais une profondeur d'environ 20 μm aussi bien pour le M50 que pour le 100Cr6. Les figures V.4 montrent que nous trouvons ces profondeurs lorsque la surface

présente des longueurs d'onde faibles inférieures à 80 μm . Pour les grandes longueurs d'onde, les zones de concentration locale du cisaillement se trouvent plus en profondeur. A priori, aussi bien à 1.5 qu'à 2.5 GPa, les fréquences élevées favorisent donc la création de micro-écaillés en surface.

Il faut noter que la diminution par 2 des amplitudes des petites longueurs d'onde induit une baisse remarquable du niveau de cisaillement près de la surface. A 2.5 GPa, nous nous retrouvons avec un niveau de contraintes proche de la limite d'élasticité quand nous passons du cas V.4b5 au cas V.4b6 (figure V.4). Ceci peut s'assimiler au phénomène de rodage qui réduit tout particulièrement les petites longueurs d'onde.

A 3.5 GPa, tout le massif présente un niveau de contrainte bien supérieur à la limite élastique de 736 MPa. Les essais de fatigue montrent effectivement des papillons présents dans tout le matériau, à profondeur de Hertz, mais aussi à moins de 100 μm . Les fréquences susceptibles de donner des niveaux de cisaillement suffisants à cette profondeur sont celles correspondant aux cas des figures V.5b3, V.5b4, V.5b5 et V.5b6.

Les ondulations étudiées ne produisent pas d'augmentation remarquable de la valeur du cisaillement maximum en sous-couche par rapport au cas lisse. Ceci rejoint les observations montrant qu'en sous-couche les mêmes observations peuvent être faites pour les éprouvettes polies et les éprouvettes rugueuses. En effet à 3.5 GPa, le nombre de papillons formés ne varie pas pour les 2 configurations d'éprouvettes. La principale différence provient du fait que les papillons apparaissent aussi près de la surface.

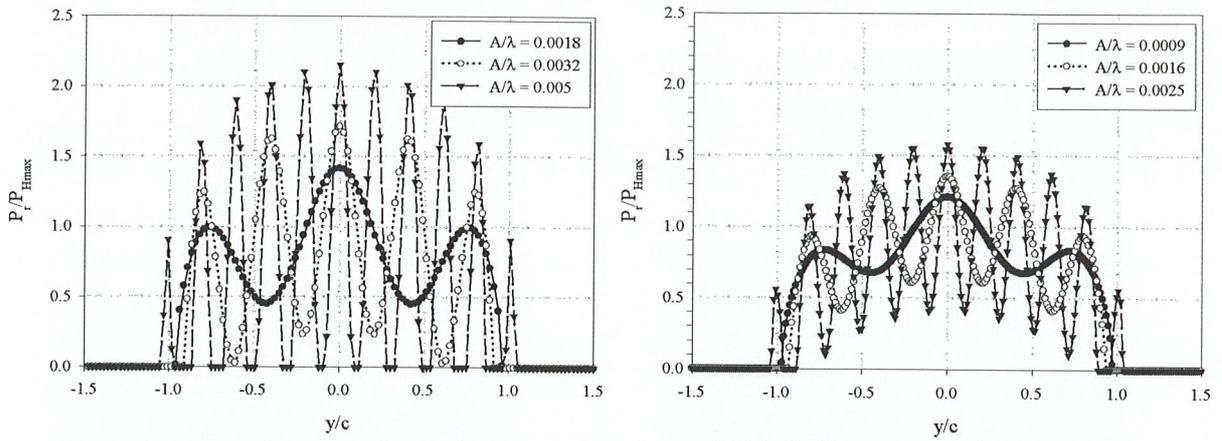
A/λ	λ (μm)	A (μm)	$P_{H\text{max}}$ (GPa)	a (mm)	P_r (GPa)	ΔP_{max} (GPa)	$\tau_{\text{max,max}} / P_{H\text{max}}$	z/a ($\tau_{\text{max,max}}$)	$\tau_{\text{max}} / P_{H\text{max}}$ en surface
0.0009	333	0.3	1.5	0.408	1.815	0.315	0.337	0.33	0.167
0.0016	160	0.25	1.5	0.408	2.025	0.525	0.308	0.11	0.178
0.0025	80	0.2	1.5	0.408	2.37	0.87	0.342	0.035	0.218
0.0009	333	0.3	2.5	0.681	2.825	0.325	0.312	0.47	0.253
0.0016	160	0.25	2.5	0.681	3.025	0.525	0.309	0.47	0.159
0.0025	80	0.2	2.5	0.681	3.375	0.875	0.309	0.47	0.17
0.0009	333	0.3	3.5	0.953	3.815	0.315	0.31	0.47	0.143
0.0016	160	0.25	3.5	0.953	4.025	0.525	0.31	0.49	0.147
0.0025	80	0.2	3.5	0.953	4.375	0.875	0.31	0.48	0.155

Tab. V.3 : Valeurs des pics de pressions et des cissions maximales en sous-couche et en surface obtenus pour des ondulations de 80, 160 et 330 μm de longueur

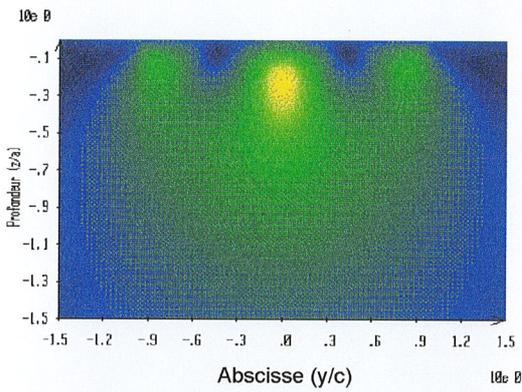
Les essais montrent que le M50 est micro-écaillé en surface aussi bien à 1.5, 2.5 qu'à 3.5 GPa, en roulement pur qu'en roulement plus glissement. Ceci semble cohérent avec les résultats des calculs effectués.

En effet, à 3.5 GPa, nous trouvons des valeurs de cission maximale de 1085 MPa, soit 1.5 fois la valeur de la limite d'élasticité. L'amorçage en sous-couche et en surface ainsi que de l'écaillage à partir de la surface sont donc justifiés. A 2.5 GPa, la valeur maximale de la cission maximale est légèrement supérieure à la limite d'élasticité en sous-couche. En surface, des zones de cisaillement concentrées d'amplitudes plus élevées sont induites par exemple par les ondulations de 80 μm de longueur. Ceci est cohérent avec les essais qui montrent qu'en sous-couche aucun amorçage n'est encore visible à $50 \cdot 10^6$ cycles et qu'en surface des micro-écaillés peu profondes apparaissent. A 1.5 GPa, les essais ne montrent aucun amorçage en sous-couche. En surface, il y a du micro-écaillage mais beaucoup moins développé en surface et en profondeur que pour les 2 cas de pressions précédents. En effet, en roulement pur, les micro-écaillés situées le long de rainures de rectification ne dépassent pas quelques microns de profondeur. Celles-ci constituent des ondulations de faibles longueurs qui peuvent produire des niveaux de contraintes élevés.

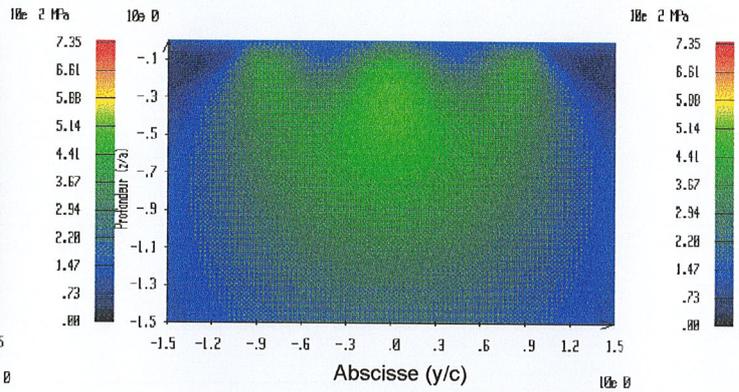
Les fréquences de grandes amplitudes mesurées pour le M50 sont la source de zones de cisaillement de taille non négligeable par rapport au contact, même si leur emplacement ne se situe pas juste sous la surface. En effet le rôle des petites longueurs d'onde est prépondérant pour expliquer l'apparition des micro-écaillés en surface et à des profondeurs aussi faibles que quelques dizaines de microns. Mais leur action est nettement renforcée par la présence des ondulations de grande longueur qui permettent de faire le lien avec la sous-couche et assurent ainsi la propagation en avaries plus graves.



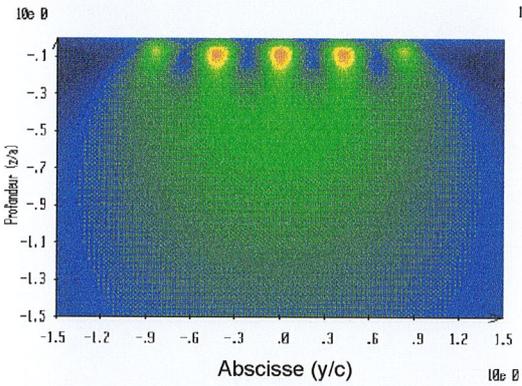
a) Champ de pression normale (coupe en $x=0$)



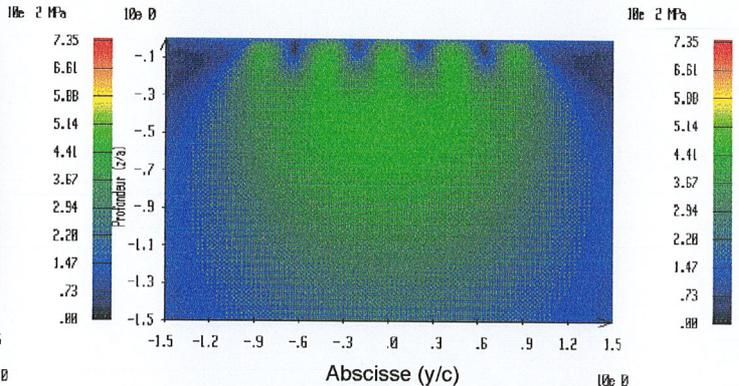
b1) $A/\lambda = 0.0018 / \tau_{max,max} = 587 \text{ MPa}$



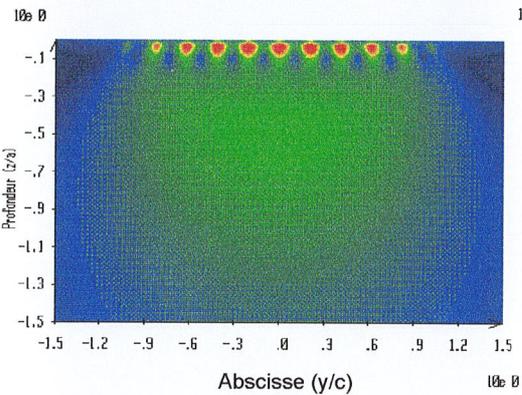
b2) $A/\lambda = 0.0009 / \tau_{max,max} = 505 \text{ MPa}$



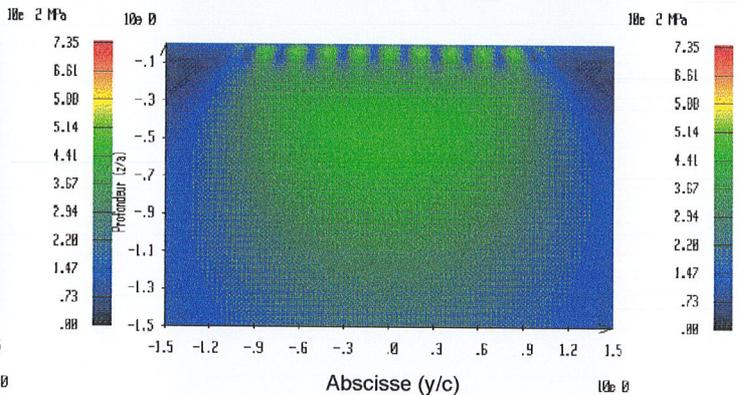
b2) $A/\lambda = 0.0032 / \tau_{max,max} = 645 \text{ MPa}$



b5) $A/\lambda = 0.0016 / \tau_{max,max} = 465 \text{ MPa}$



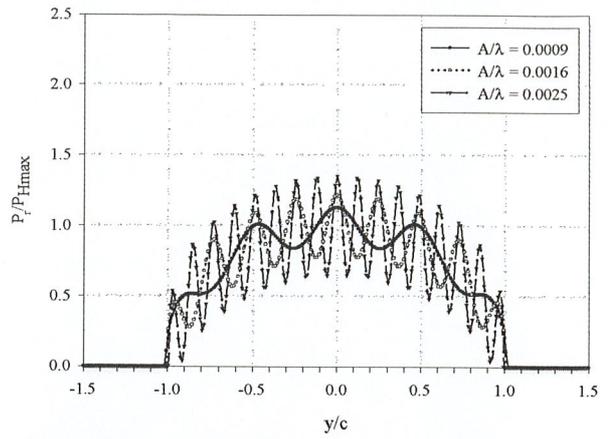
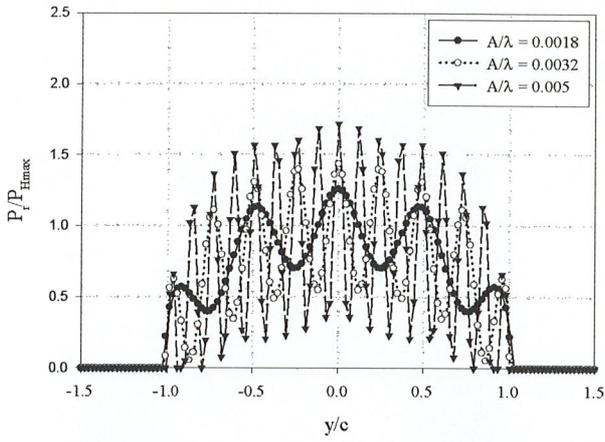
b3) $A/\lambda = 0.0050 / \tau_{max,max} = 795 \text{ MPa}$



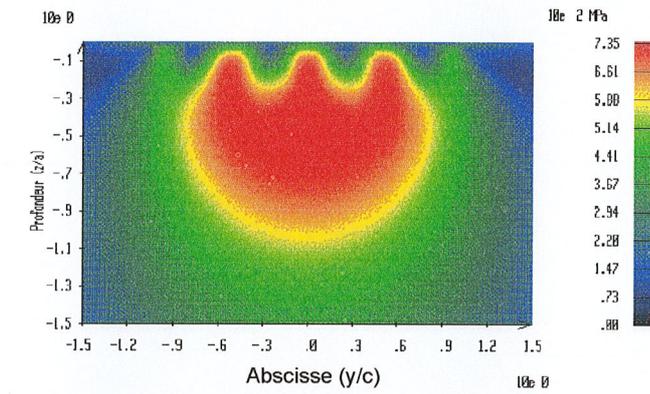
b6) $A/\lambda = 0.0025 / \tau_{max,max} = 521 \text{ MPa}$

b) τ_{max} dans le plan yOz ($x=0$)

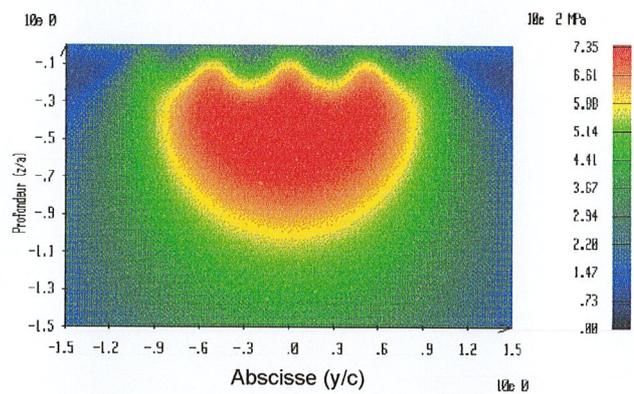
Fig. V.3 : Champ de pression normale et contrainte de cisaillement maximum ($P_{H,max}=1.5 \text{ GPa}$)



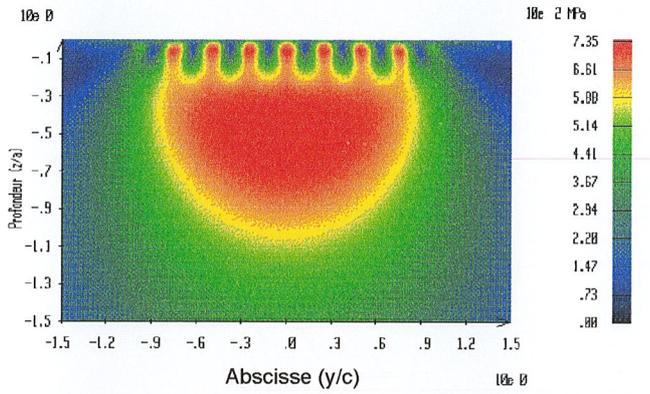
a) Champ de pression normale (coupe en $x=0$)



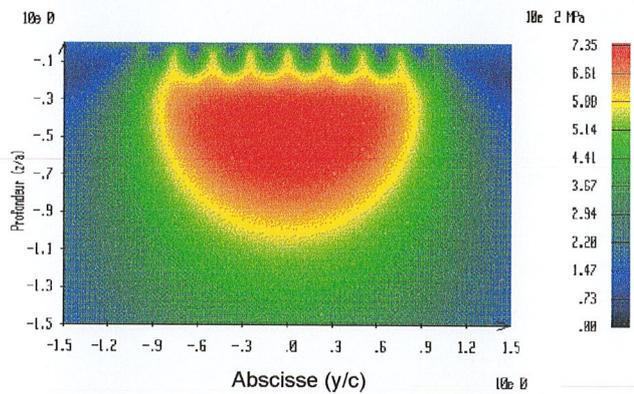
b1) $A/\lambda = 0.0018 / \tau_{max,max} = 783 \text{ MPa}$



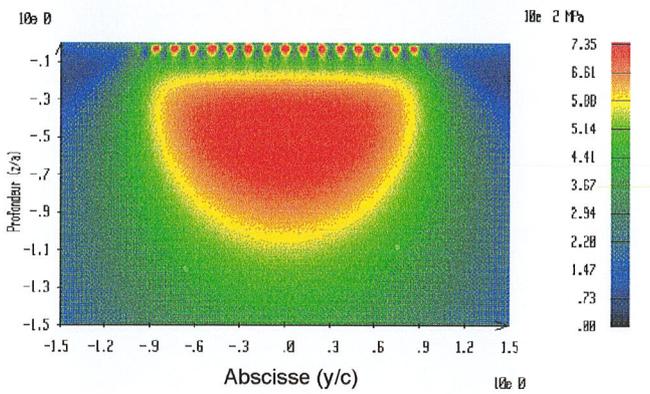
b2) $A/\lambda = 0.0009 / \tau_{max,max} = 779 \text{ MPa}$



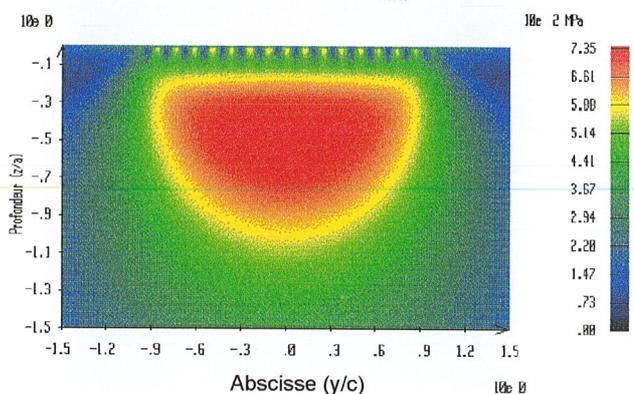
b3) $A/\lambda = 0.0032 / \tau_{max,max} = 772 \text{ MPa}$



b4) $A/\lambda = 0.0016 / \tau_{max,max} = 774 \text{ MPa}$



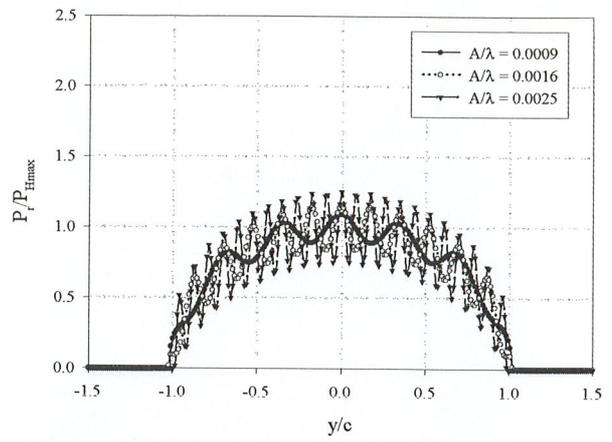
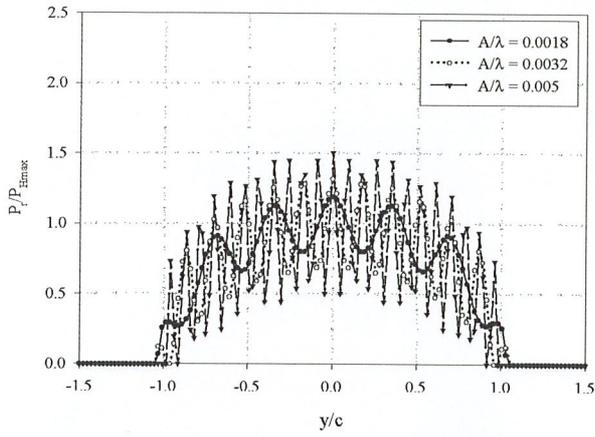
b5) $A/\lambda = 0.0050 / \tau_{max,max} = 931 \text{ MPa}$



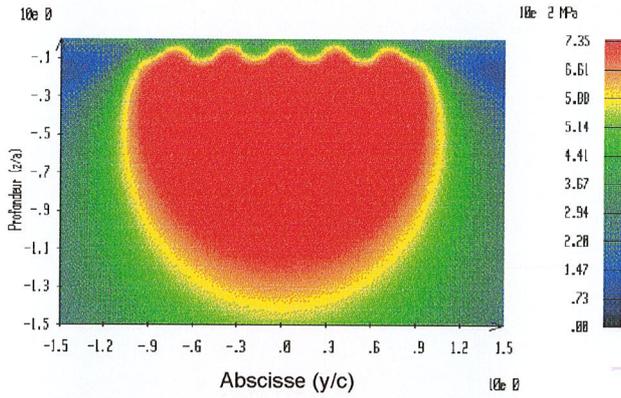
b6) $A/\lambda = 0.0025 / \tau_{max,max} = 774 \text{ MPa}$

b) τ_{max} dans le plan yOz ($x=0$)

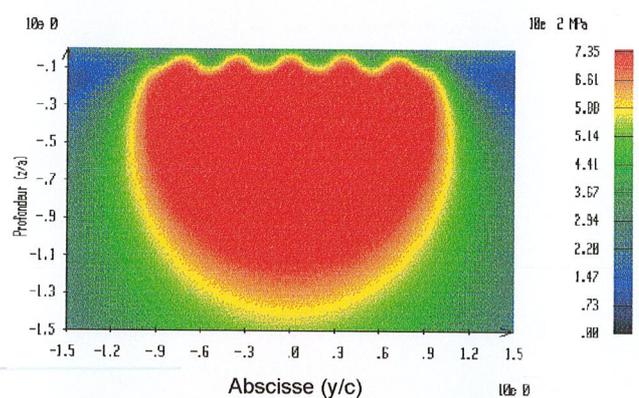
Fig. V. 4 : Champ de pression normale et contrainte de cisaillement maximum ($P_{Hmax}=2.5 \text{ GPa}$)



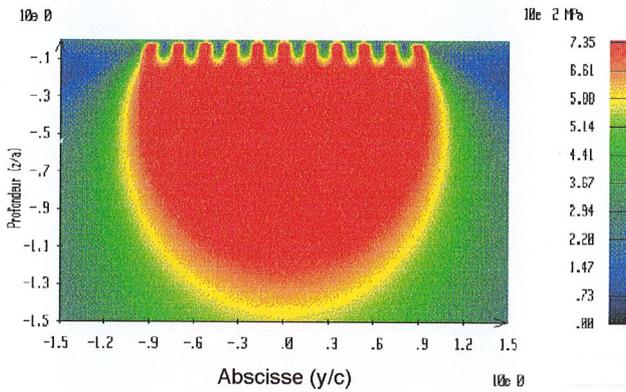
a) Champ de pression normale (coupe en $x=0$)



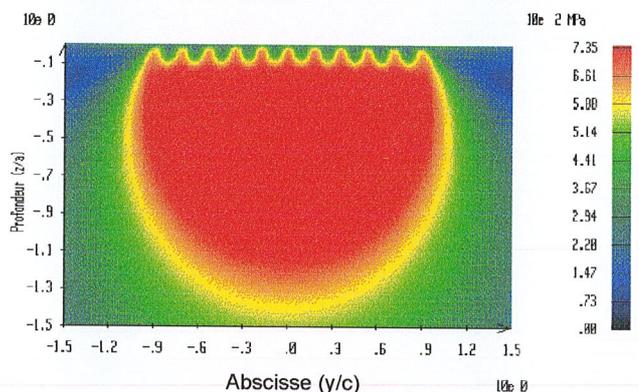
b1) $A/\lambda = 0.0018 / \tau_{max_{max}} = 1086 \text{ MPa}$



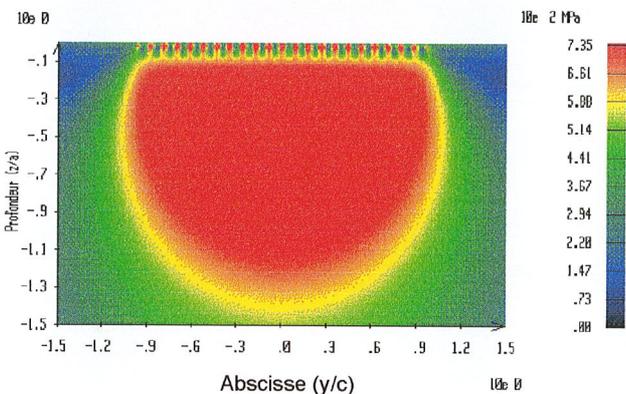
b2) $A/\lambda = 0.0009 / \tau_{max_{max}} = 1085 \text{ MPa}$



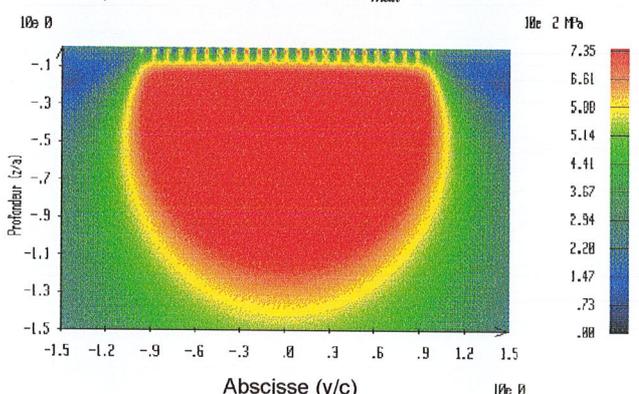
b3) $A/\lambda = 0.0032 / \tau_{max_{max}} = 1084 \text{ MPa}$



b4) $A/\lambda = 0.0016 / \tau_{max_{max}} = 1084 \text{ MPa}$



b5) $A/\lambda = 0.0050 / \tau_{max_{max}} = 1082 \text{ MPa}$



b6) $A/\lambda = 0.0025 / \tau_{max_{max}} = 1085 \text{ MPa}$

b) τ_{max} dans le plan yOz ($x=0$)

Fig. V. 5 : Champ de pression normale et contrainte de cisaillement maximum ($P_{Hmax}=3.5 \text{ GPa}$)

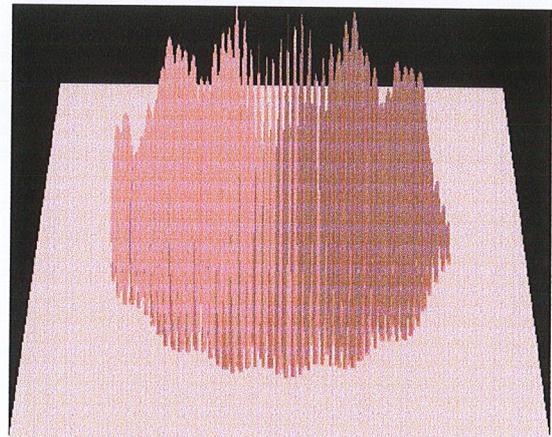
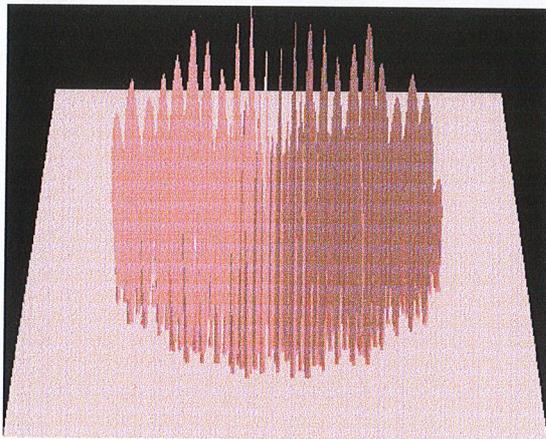
3.4. INFLUENCE DE LA COMBINAISON D'ONDULATIONS SINUSOIDALES

Nous avons choisi d'associer plusieurs fréquences prédominantes pour nous rapprocher du cas d'une surface réelle. Nous avons décomposé en série de Fourier le signal délivré par la surface et recomposé une nouvelle surface à partir des fréquences prédominantes. La pression de contact appliquée est de 3.5 GPa.

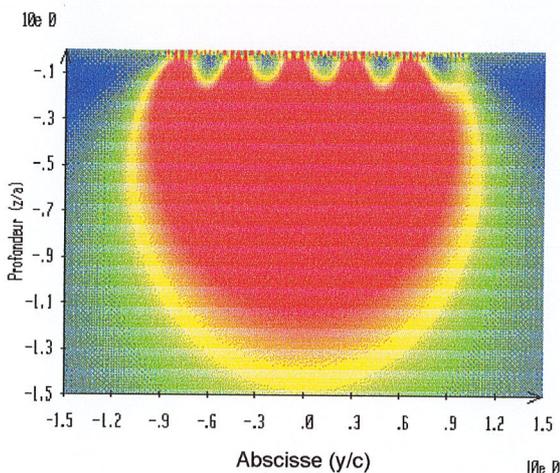
Deux combinaisons ont été choisies. La première combine des ondulations de 40 et 333 μm de longueur, la seconde de 40, 80 et 333 μm . Les amplitudes A_1 correspondantes sont indiquées dans le tableau V.2.

Les figures V.6 montrent les distributions de pression et de cisssion maximales obtenues dans ces deux cas. La première combinaison donne un maximum de la cisssion maximale de 1325 MPa, la seconde un maximum de 1957 MPa. La figure V.7 montre les distributions de pression et de cisssion obtenues pour une surface réelle soumise aussi à 3.5 GPa. Dans ce cas, le maximum de cisssion maximale obtenu est de 1923 MPa, soit une différence de 2.5% avec la combinaison de 3 longueurs d'onde. A contrario, si nous comparons la valeur maximale des cisssions maximales obtenues figure V.7 à celles de la figure V.5 (une seule longueur d'onde), nous obtenons une différence de 45%.

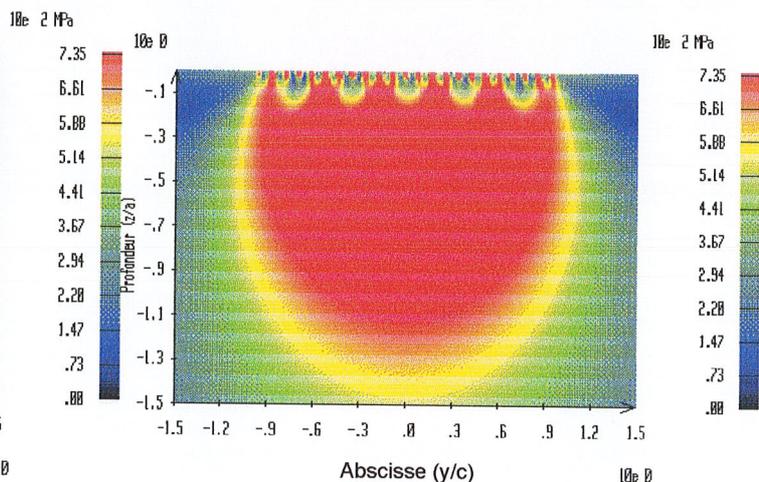
Nous voyons que la représentation d'une surface réelle faite par combinaison de Fourier des fréquences prédominantes donne une estimation très correcte de la valeur de la cisssion maximale.



a) Pression normale $p(x,y)$



1) $\tau_{max_{max}} = 1325 \text{ MPa}$



2) $\tau_{max_{max}} = 1957 \text{ MPa}$

b) τ_{max} dans le plan $x = 0$

Combinaison de 2 ondulations (333 et 40 μm)

Combinaison de 3 ondulations (333, 80 et 40 μm)

Fig. V.6 : Champ de pression normale et contrainte de cisaillement maximum ($P_{fmax} = 3.5 \text{ GPa}$)

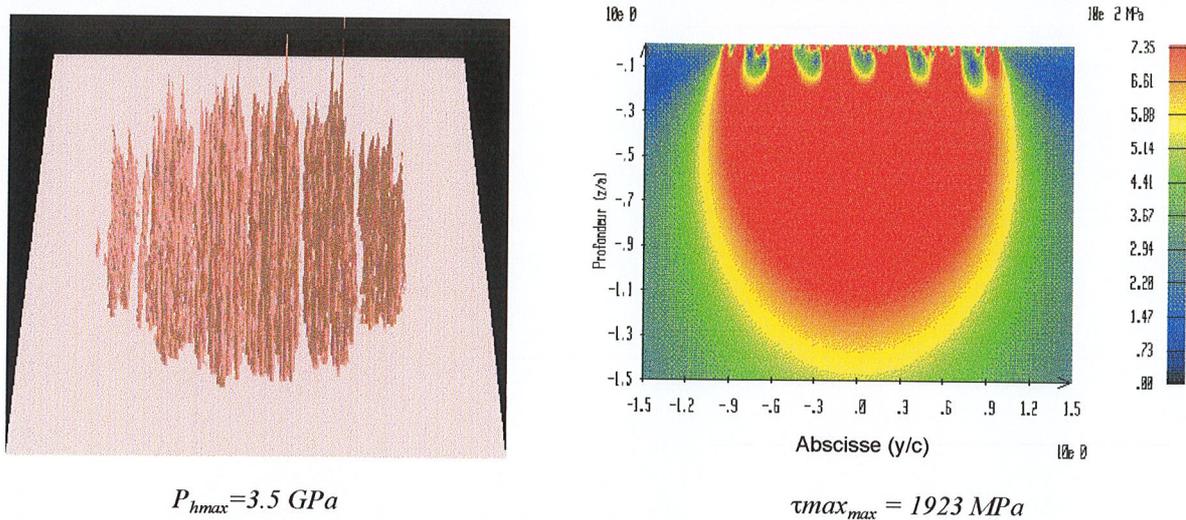


Fig. V.7 : Champ de pression normale $p(x,y)$ en surface et contrainte de cisaillement maximum τ_{max} dans le plan $x = 0$
Surface réelle

Les fréquences élevées sont considérées comme étant particulièrement néfastes à proximité de la surface. En effet, il apparaît une différence de 33% entre les valeurs maximales des cisaillements induits dans des contacts avec une ondulation de $333 \mu\text{m}$ de longueur d'onde et avec une combinaison d'ondulations de 333 et $41 \mu\text{m}$ (figure V.6b1). Par ailleurs, l'introduction d'une fréquence intermédiaire de $80 \mu\text{m}$ (figure V.6b2) rapproche encore le niveau de contraintes de celui obtenu avec une surface réelle. Il y a superposition des effets respectifs de chacune des ondulations sur les valeurs de ΔP_{max} et $\Delta \tau_{max}$. Ceci est dû au comportement linéaire de ces deux paramètres par rapport à l'amplitude des ondulations. La répartition des contraintes fait apparaître des bandes plus sollicitées qui correspondent aux bandes de micro-écaillage obtenues lors des essais (cf. figure III.14 p. 88).

A 3.5 GPa , nous dépassons largement la limite d'élasticité de 736 MPa aussi bien en surface qu'en sous-couche. Ceci est confirmé par la formation d'une écaille à 37.10^6 cycles amorcée à partir en surface puis propagée jusqu'à la profondeur de Hertz.

En sous-couche, le dépassement de la limite H_1 conduit à l'amorçage de la fatigue. Le niveau élevé toléré par la sous-couche (1085 MPa) est probablement dû à la grande propreté des aciers utilisés. Par contre, c'est près de la surface il apparaît de la fissuration favorisée par la distribution des rugosités, sans formation de phase blanche au préalable.

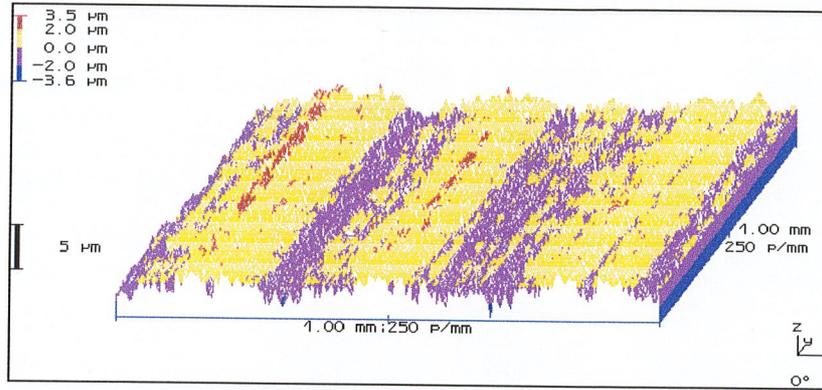
L'étude de différentes combinaisons permet de déterminer quelles fréquences prédominent dans la génération du cisaillement. Les hautes fréquences produisent des zones concentrées de surcontraintes. Les superpositions s'avèrent particulièrement néfastes. Elles donnent des configurations dangereuses où les zones fortement contraintes en sous-couche et près de la surface sont reliées. Ceci est illustré par les résultats d'essais qui montrent que les éprouvettes de 100Cr6 sont moins détériorées que celles en M50 . Ceci est probablement dû aux états de surface des éprouvettes non polies, qui sont notablement différents (cf. chapitre 2 §3.3).

L'élimination des hautes fréquences conduit à des niveaux de contraintes moindres. Les observations faites pendant les essais montrent que ceci est un effet du rodage. Cet aspect est abordé dans la partie suivante où nous analysons les états de contraintes obtenus avec une surface neuve et une surface rodée.

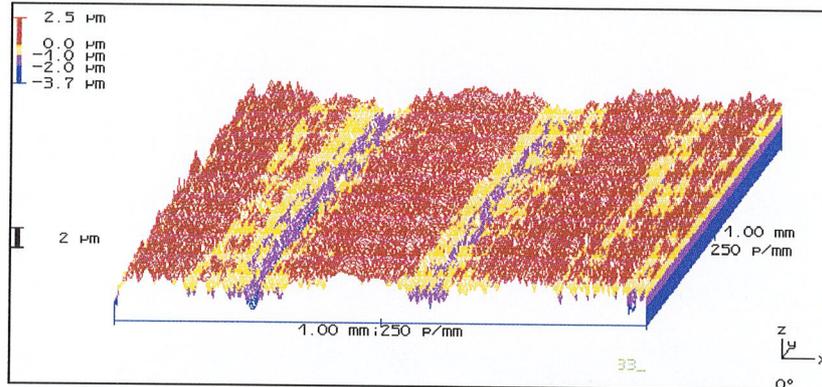
3.5. INFLUENCE D'UN ETAT DE SURFACE REEL - EFFET DU RODAGE

Cette partie illustre les effets du rodage. Pour cela, nous analysons l'état de contraintes dans un contact sec entre des surfaces neuves puis entre des surfaces rodées en M50 . Les relevés ont été effectués durant un essai de fatigue à 0 et 50000 cycles pour des éprouvettes non polies.

La figure V.8 montre l'aspect des surfaces neuves et rodées. Les aspérités de la surface rodée sont nettement écrêtées par rapport à celles de la surface neuve.



a) Surface neuve



b) Surface rodée (50000 cycles)

Fig. V.8 : Relevés de surfaces neuve et rodée en M50

Les figures V.9 et V.10 montrent les distributions de pression en surface et de cisssion maximale dans le plan $x=0$, induites par la résolution du contact sec respectivement entre les surfaces neuves et rodées.

Dans le cas des surfaces neuves, les cissions maximales atteintes sont très élevées quelle que soit la pression de contact. Plus la charge appliquée est faible, plus l'influence de l'état de surface apparaît.

A 1.5 GPa, le contact sec n'est pas continu. Il génère des pressions et des contraintes très élevées dont les amplitudes maximales sont voisines de celles obtenues à 2.5 et 3.5 GPa. Du fait de la discontinuité du contact, l'amplitude des contraintes est aussi plus élevée en sous-couche tout en étant inférieure à la limite d'élasticité. Les effets les plus importants restent localisés très près de la surface (figure V.9a).

A 2.5 et 3.5 GPa, le contact est moins discontinu (figures V.9b et V.9c). L'élévation des pressions et du cisaillement par rapport aux cas lisses est plus faible qu'à 1.5 GPa.

Dans le cas des surfaces rodées, les niveaux de cission maximale sont nettement diminués. Les amplitudes maximales sont ramenées à 751, 1210 et 1485 MPa au lieu de 1752, 1834 et 1874 MPa respectivement pour 1.5, 2.5 et 3.5 GPa. Le rodage élimine les petites longueurs d'onde qui ne participent plus à l'élévation de l'amplitude des contraintes.

Les contraintes induites à 2.5 et 3.5 GPa par les surfaces rodées sont largement supérieures à la limite d'élasticité du matériau. Par contre, à 1.5 GPa, le maximum n'est que de 751 MPa (figure V.10). Ceci met en évidence le rôle des premiers cycles dans l'amorçage de la fatigue. En effet, c'est avant rodage que le niveau des contraintes de cisaillement maximum près de la surface se révèle bien plus élevé que la limite d'élasticité (figure V.9, $\tau_{\max_{\max}} = 1752$ MPa).

Par ailleurs, il faut toujours avoir à l'esprit que les essais ont lieu en milieu lubrifié. Dans les simulations expérimentales, nous avons des hauteurs de film comprises entre 0.43 et 0.52 μm pour des amplitudes d'ondulations prédominantes de même ordre de grandeur (cf. tableau V.2). Des études menées pour des contacts élastohydrodynamiques transitoires [126] ont montré que la présence de lubrifiant conduisait à une diminution de la déformation des ondulations par rapport au cas sec même lorsque les amplitudes des

ondulations et du film était de même ordre de grandeur. Dans tous les cas de fonctionnement, il ressort que les grandes longueurs d'onde sont toujours présentes dans la génération de surpression. Les effets de la lubrification s'ajoutent donc à ceux du rodage pour favoriser l'influence ces longueurs d'onde sur la génération de surpressions et surcontraintes. Ceci signifie que les contraintes calculées en sec doivent être minorées pour avoir une approche réaliste des contraintes réelles.

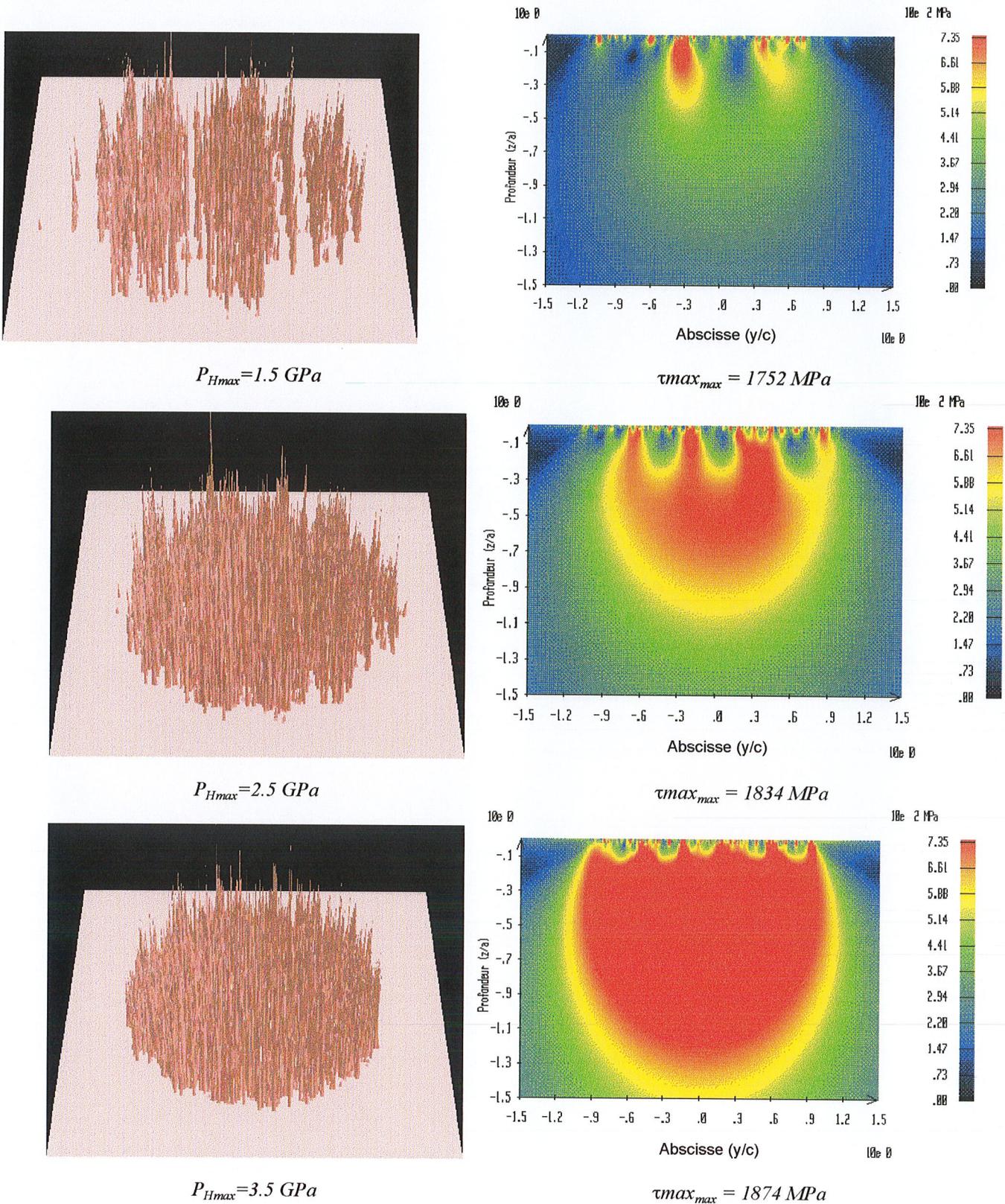


Fig. V.9 : Champ de pression normale $p(x,y)$ en surface et contrainte de cisaillement maximum τ_{max} dans le plan $x = 0$
Surface neuve

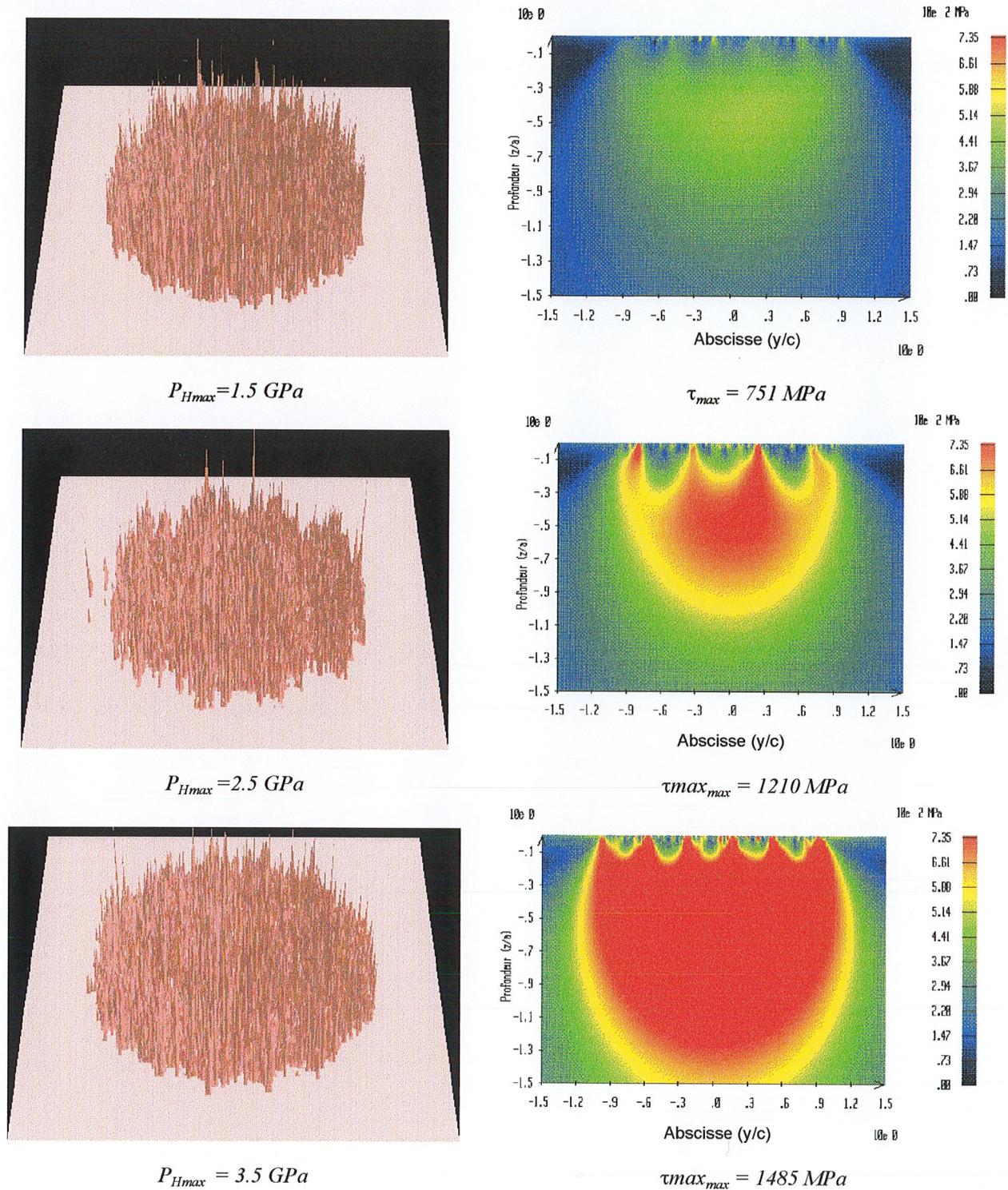


Fig. V.10 : Champ de pression normale $p(x,y)$ en surface et contrainte de cisaillement maximum τ_{max} dans le plan $x = 0$
Surface rodée

D'autre part, P. Lamagnère [74] montre que la présence d'une inclusion dans la zone la plus fortement cisailée d'un contact ondulé peut réduire notablement la borne inférieure de la limite d'endurance par rapport à celle obtenue pour un contact lisse. L'effet des inclusions sur l'amorçage d'avaries en surface n'a pu être vérifié dans nos essais mais c'est une analyse qui doit être considérée.

3.6. INFLUENCE DU FROTTEMENT

Les essais ont montré que la présence de frottement en surface engendre la formation de micro-écaillés et de micro-fissures caractéristiques. Le développement important de ces avaries aux sommets des ondulations semblent indiquer que le cisaillement induit pourrait être plus important que celui déduit de la relation de Coulomb.

De ce fait, nous étudions les effets de deux types de contraintes tangentielles en surface sur le niveau de cisaillement maximum et le risque de plasticité dans le contact.

Les contraintes de cisaillement en surface du premier type satisfont la relation de Coulomb :

$$T_{xz}(x,y) = cf \times P(x,y) \quad (5)$$

Pour les contraintes du second type, nous émettons l'hypothèse qu'elles satisfont une loi de la forme puissance :

$$T_{xz}(x,y) = cf' \times P(x,y)^n \quad (6)$$

Le coefficient cf' est déterminé à partir de la relation :

$$cf' = cf_{\text{moy}} \frac{\int_S P(x,y) dS}{\int_S P(x,y)^n dS} \quad (7)$$

Le coefficient de frottement moyen cf_{moy} est égal au coefficient de Coulomb cf . Il satisfait la relation suivante :

$$cf_{\text{moy}} = \frac{\int_S T_{xz}(x,y) dS}{\int_S P(x,y) dS} = \frac{\int_S cf' \times P(x,y)^n dS}{\int_S P(x,y) dS} \quad (8)$$

$P(x,y)$ et $T_{xz}(x,y)$ sont respectivement les pressions et contraintes tangentielles adimensionnées par la pression de Hertz maximale P_{Hmax} des pressions et contraintes tangentielles s'exerçant en surface.

L'exposant n est choisi égal à 4 de telle manière que le coefficient de frottement entre la pression maximale et la contrainte tangentielle soit supérieur à 20%. Nous savons qu'un coefficient supérieur à 27% amène la contrainte de cisaillement maximale en surface pour un contact hertzien de type sphère-plan. Au niveau des micro-contacts, le même phénomène peut être observé.

Nous avons étudié le cas d'une pression de contact de 1.5 GPa. Les surfaces considérées sont constituées d'ondulations sinusoïdales combinées identiques à celles du paragraphe 3.4.

La figure V.11a montre une coupe dans le plan $x=0$ de la contrainte tangentielle en surface due aux effets de Coulomb. La contrainte tangentielle est proportionnelle à la pression normale en surface. Le maximum de la cisaillement maximal montré figure V.11b ne se trouve pas en surface mais en sous-couche. Pour un coefficient de frottement de 5%, la profondeur où se situe le cisaillement maximum est sensiblement la même que celle obtenue sans frottement.

La contrainte tangentielle t_{xz} induite par la relation (6) est exacerbée au niveau des sommets des pics de pression et diminuée dans les autres zones. L'influence de la dissymétrie des ondulations de surface sur le cisaillement en surface est accentuée par cette relation (figure V.11a). Des bandes fortement cisailées sont formées. La contrainte de cisaillement $t_{xz\text{max}}$ en surface dépasse 20% de la valeur de P_{max} (figures V.11).

Les contraintes de cisaillement dans le massif subissent une augmentation localisée importante en surface et au voisinage de celle-ci. L'augmentation obtenue dans notre cas de figure entre les maxima des cisaillements maximum de coulomb et de la relation (1) est de 54% (figure V.11b). La cisaillement maximum se trouve

surface. Ceci va dans le sens de la tendance observée montrant des micro-fissures amorcées en surface et très concentrées au niveau du sommet des aspérités.

De plus, la combinaison de 2 ondulations montre qu'une zone fortement cisailée est présente de la surface jusqu'à la profondeur du massif. Par endroits, la zone de repos dans le massif disparaît. Une telle configuration est propice à la propagation des fissures comme cela s'est produit à 3.5 GPa.

Cette application fait ressortir qu'une contrainte de cisaillement suffisamment élevée en surface pour entraîner la formation d'avaries peut difficilement être induite par la relation de Coulomb. De plus, nous montrons que le frottement accentue les effets des rugosités de la surface sur le champ de contraintes. Comme le montrent les observations des éprouvettes fatiguées, la formation de bandes fortement cisillées est favorisée. D'autre part, les grandes comme les faibles longueurs d'onde apparaissent comme étant particulièrement dangereuses, car en présence de frottement, le massif se retrouve fortement contraint de la surface jusqu'à la zone de Hertz.

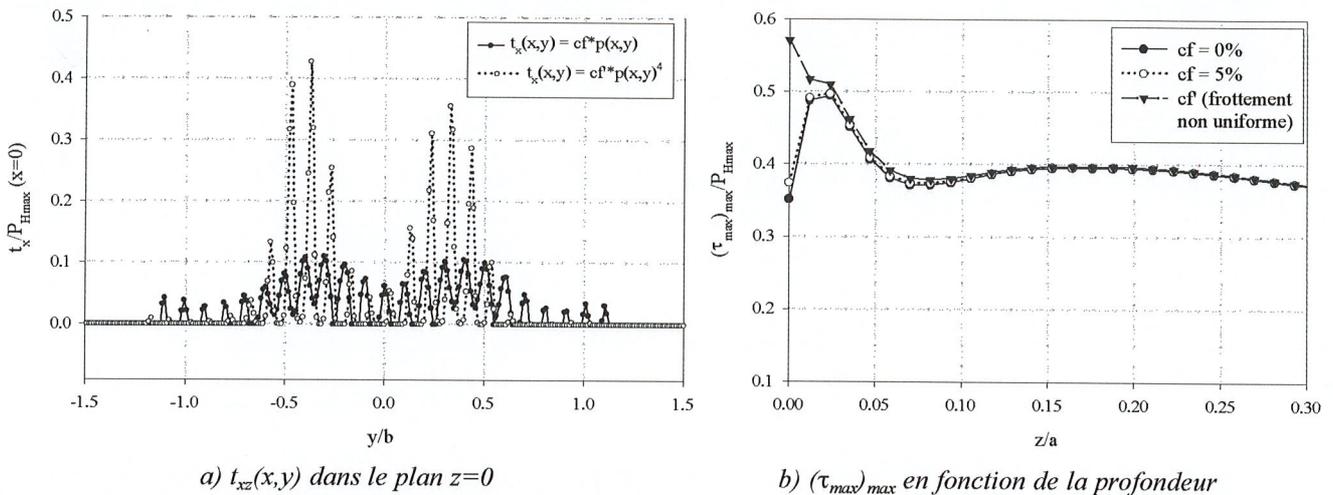


Fig. V.11 : Contrainte de cisaillement maximum en fonction du coefficient de frottement et de la profondeur

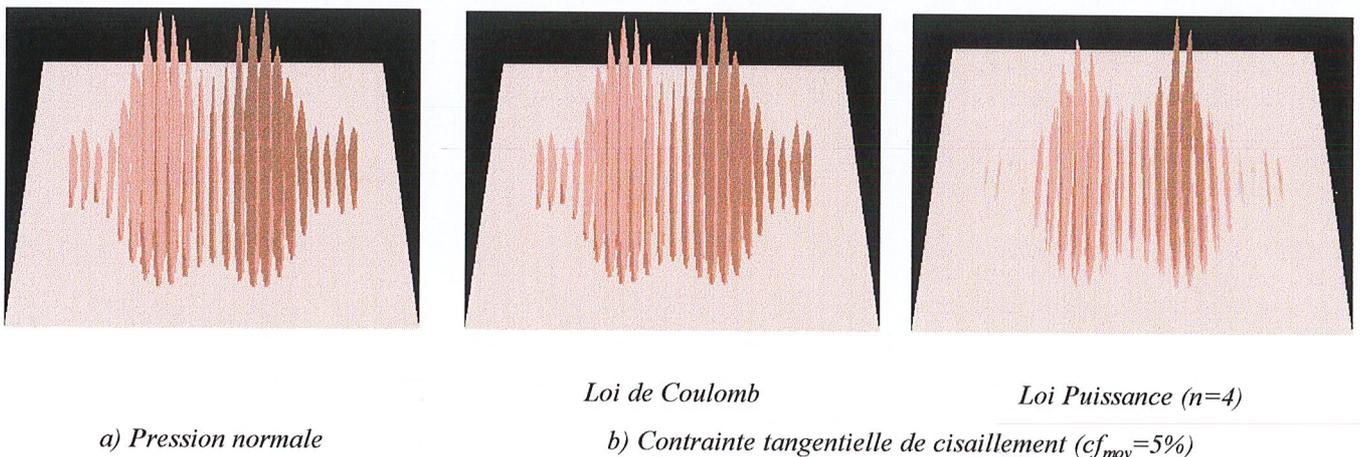
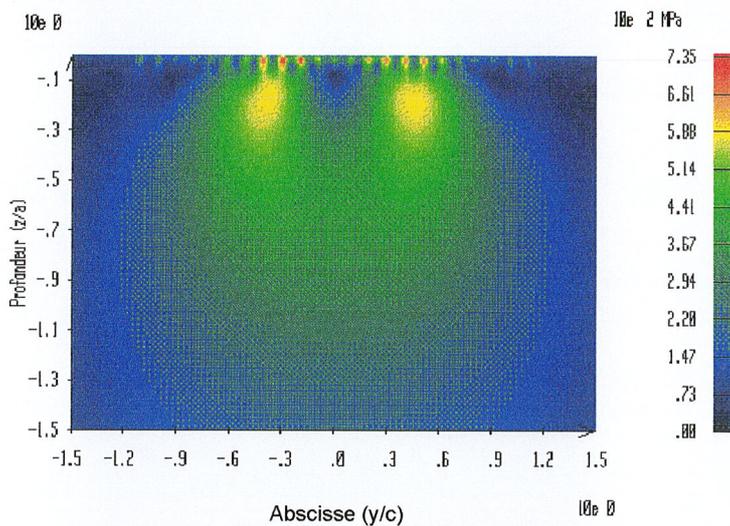


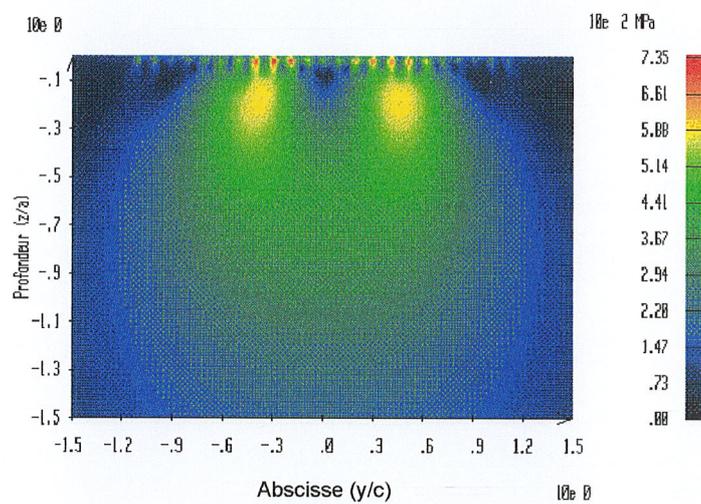
Fig. V.12 : Allures des pressions normales et contraintes tangentielles en surface

L'hypothèse d'une relation non linéaire entre la traction tangentielle et la pression normale en surface ne peut dès à présent être vérifiée. Néanmoins, l'installation et l'exploitation d'un spectromètre RAMAN au L.M.C. pourraient peut-être permettre de faire une avancée dans la connaissance des pressions subies par le lubrifiant dans le contact.



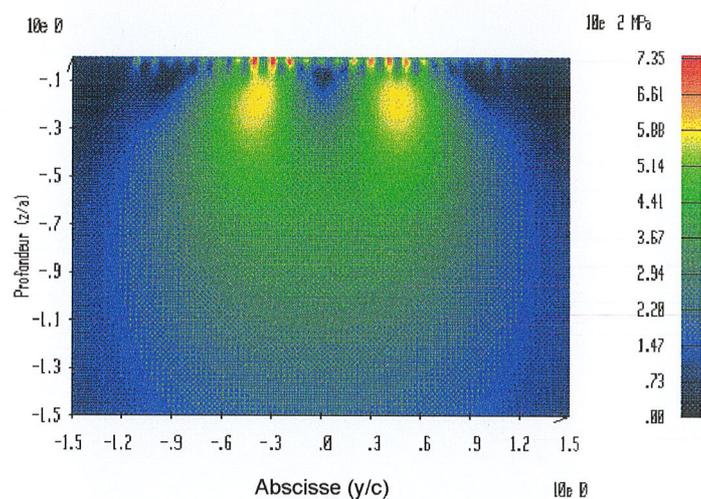
$$\tau_{max_{max}} = 720 \text{ MPa}$$

a) τ_{max} dans le plan $x=0$ / $cf=0\%$



$$\tau_{max_{max}} = 740 \text{ MPa}$$

b) τ_{max} dans le plan $x=0$ / $cf=5\%$



$$\tau_{max_{max}} = 855 \text{ MPa}$$

c) τ_{max} dans le plan $x=0$ / $n=4$

Fig. V.13 : Contrainte maximum de cisaillement et critère de durée de vie en fonction de la contrainte de cisaillement t_{xz} en surface

3.7. CONCLUSION

La connaissance de la borne inférieure de la limite d'endurance nous donne une indication importante car son dépassement induit en fait l'amorçage de la fatigue à plus ou moins long terme. Si nous nous plaçons en surface, le dépassement de cette limite semble suffisant pour donner du micro-écaillage. Dans cette zone interviennent des facteurs aggravants tels que les caractéristiques géométriques des rugosités, la nature et la concentration des inclusions ainsi que le frottement.

Nous montrons que la combinaison de quelques ondulations caractéristiques d'une surface réelle donne une augmentation importante du niveau de contraintes. Ceci permet d'expliquer en partie la différence d'endommagement existant entre le M50 et le 100Cr6. De plus, nous obtenons une approche correcte de la distribution des contraintes induites par le contact réel.

L'influence du rodage est illustrée. Au bout de 50000 cycles, la modification de l'état de surface entraîne une diminution de l'amplitude du cisaillement particulièrement remarquable dans le cas des charges les plus faibles.

Les niveaux de contraintes engendrés à 1.5 GPa, pour une surface neuve et une surface rodée, montrent que les premiers cycles doivent avoir une grande influence sur l'amorçage de la fatigue et sur le développement ultérieur de la fatigue.

Parallèlement, des simulations effectuées par le G.E.M.P.P.M. ont montré que la présence d'une inclusion d'alumine de 5 μm de rayon, dans une zone fortement cisailée d'un contact ondulé en M50, était très préjudiciable. Les observations des éprouvettes en M50 n'ayant pas pu appuyer cette hypothèse, il semble que les mécanismes engendrés par l'état de surface sont prédominants par rapport à ceux générés par la présence d'inclusions.

Concernant le frottement, son influence a été mise en évidence lors des essais de fatigue. Il détermine l'orientation des fissures, provoque une concentration des micro-écaillures sur des bandes très marquées et finalement abaisse la durée de vie du contact. Nous faisons l'hypothèse que le frottement ne répond pas à une loi de Coulomb, comme il est généralement admis. Une loi puissance a été arbitrairement choisie. Elle a pour effet de concentrer l'influence du frottement sur ces bandes et d'augmenter notablement l'amplitude du cisaillement qui devient maximum en surface.

Dans la partie suivante, nous étudions les informations sur la durée de vie déterminée à partir d'un critère développé par Dwyer-Joyce et basé sur les travaux de Ioannides et Harris.

4. APPLICATION DU CRITERE D'ENDURANCE DE DWYER-JOYCE A L'ACIER M50

Dans la partie précédente, nous nous appuyons sur les caractéristiques de l'acier M50 pour montrer l'influence de différents paramètres sur la répartition du cisaillement et par extension sur l'amorçage de la fatigue dans un massif considéré comme élastique. Dans la suite, nous considérons un critère englobant les phases d'amorçage et de propagation de la fatigue. Ce critère a été développé par Dwyer-Joyce et al [37] à partir du critère de Ioannides et Harris [60]. Il est utilisé dans la détermination de la durée de vie de contact de roulements.

Dans un premier temps, nous étudions la variation du critère en fonction de la charge appliquée pour un contact lisse. Ensuite, nous analysons l'influence des caractéristiques d'ondulations de la surface pour une charge fixe. Les paramètres utilisés dans la définition du critère sont définis plus loin et correspondent à ceux utilisés par Dwyer-Joyce et al. Nous obtenons ainsi des informations sur les modes de variation du critère avec 2 paramètres importants que sont la pression de contact et les ondulations en surface.

Dans un second temps, nous nous plaçons dans nos conditions d'essai et analysons les variations de ce critère en fonction de la pression de contact, des ondulations en surface et du frottement.

4.1. PRESENTATION DU CRITERE

Le calcul de la durée de vie basé sur le modèle de Ioannides et Harris est présenté au paragraphe I§5.1.1. Il permet de déterminer la durée de vie d'un contact défini par ses caractéristiques élastiques. Le risque de rupture est caractérisé par la relation :

$$\ln \frac{1}{S} = \bar{A} N^e \int_V H(\sigma - \sigma_u) \frac{(\sigma - \sigma_u)^\alpha}{z^h} dV \quad (9)$$

Les variables \bar{A} , N , H , V , e , α , h , σ_u et σ ont été explicitées précédemment.

La probabilité de rupture est calculée à partir du cumul du risques dû à la contribution des contraintes auxquelles sont soumis de petits éléments de volume du matériau. Ce critère de fatigue discrétisé permet de prendre en compte les effets localisés des contraintes. Le critère de fatigue fait intervenir les contraintes de cisaillement maximal τ_{max} , la pression hydrostatique P_h et la contrainte de cisaillement seuil τ_u .

La contrainte prise en compte par le critère est basée sur celle utilisée par Dwyer-Joyce et al [37] et s'écrit :

$$\tau = \tau_{max} - 0.3 P_H \quad (10)$$

$$\text{avec } P_H = - \left[\frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}}{3} \right] \text{ pression hydrostatique} \quad (11)$$

Le critère de plasticité s'écrit [37] :

$$\tau_u' = |\tau_{max} + 0.3 P_H| \quad (12)$$

4.1.1. DUREES DE VIE DE CONTACTS LISSES

Le critère que nous présentons est basé sur des résultats d'essais de fatigue effectués sur des pistes de roulement en 100Cr6 artificiellement indentées et soumises à des pressions d'environ 3 GPa. Ils ont montré qu'à ce niveau de charge, le nombre de cycles à l'amorçage était très proche du nombre total du nombre de cycles à l'écaillage. Pour les fortes charges, le critère que nous considérons donne donc un nombre de cycles proche de celui à l'amorçage. Pour les charges plus faibles, le nombre de cycles obtenu augmente par rapport au nombre de cycles à l'amorçage.

Dans un premier temps, nous validons le modèle en calculant les durées de vie pour un contact lisse de rapport d'ellipse variable et soumis à 3 niveaux de charge (tableau V.4). Les contraintes limites τ_u' et τ_u sont issues de la littérature [37]. Le critère de plasticité est utilisé pour définir la contrainte de cisaillement seuil τ_u de la manière suivante :

$$\tau_u = 0.266 \text{ GPa} \text{ si } |\tau_u'| \leq 0.6 \text{ GPa} \quad (13)$$

$$\tau_u = 0.266 \left(1 - \frac{|\tau_u'| - 0.6}{0.9 - 0.6} \right) \text{ GPa} \text{ si } 0.6 < |\tau_u'| \leq 0.9 \text{ GPa} \quad (14)$$

$$\tau_u = 0 \text{ si } |\tau_u'| > 0.9 \text{ GPa} \quad (15)$$

Le rayon équivalent du contact R_{eq} dans la direction du roulement (Ox) est de 7.35 mm. Le module d'Young équivalent est de 230769 MPa. Les caractéristiques de charge (W) et du contact (P_{Hmax} et c) sont données dans le tableau V.4.

W (N)	P_{Hmax} (GPa)	c (mm)
327	2.5	0.25
565	3.0	0.3
898	3.5	0.35

Tab.V.4 : Conditions de Hertz

La figure V.14 montre l'évolution des durées de vie en fonction de la pression appliquée et du rapport d'ellipse $k=c/a$. a reste constant et c varie. Le volume contraint varie proportionnellement au rapport d'ellipse. Pour un rapport d'ellipse de 1, la durée de vie présente un maximum. Le volume contraint est alors minimum. Ensuite, elle baisse brutalement d'un facteur supérieur à 3 quand le rapport d'ellipse passe à 2. Le volume contraint augmente et la configuration des contraintes change légèrement. En effet, nous passons de la configuration d'un contact ponctuel à celle d'un contact elliptique. Pour des rapports d'ellipse plus élevés le rapport entre les durées de vie quand le rapport d'ellipse double est proche de 2. Le rapport des durées de vie est directement lié à celui des volumes contraints. Pour illustrer ces remarques, l'annexe 4 montre la configuration des isovaleurs de contraintes pour différents rapports d'ellipse.

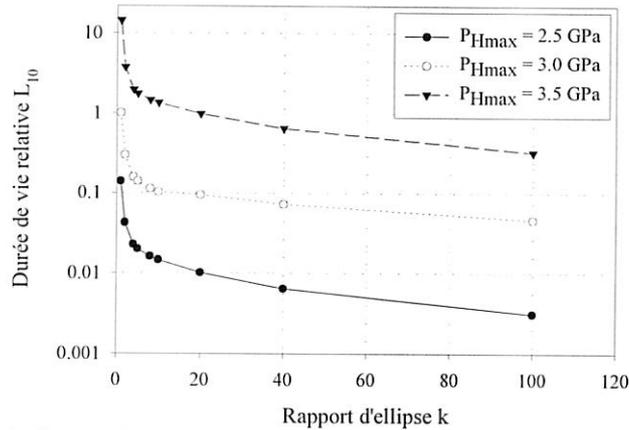


Fig V. 14: *Durée de vie relative en fonction de la pression de Hertz et du rapport d'ellipse*

Dans la suite, nous analysons l'évolution de la distribution des contraintes et de la durée de vie relative pour différentes caractéristiques d'ondulations de surface. L'étude est conduite en fonction de la variation des paramètres de longueur d'onde, d'amplitude et de positionnement des ondulations dans le contact.

4.1.2. ETUDE DE L'INFLUENCE DES ONDULATIONS EN SURFACE

Nous étudions un contact ponctuel soumis à une pression de Hertz de 3 GPa pour un rayon de l'aire de contact égal à 0.3 mm. Le matériau a les caractéristiques d'un acier à roulement soit un module d'Young de 210000 MPa et un coefficient de Poisson de 0.3.

Les ondulations sont orientées suivant l'axe (Ox) dans la direction du roulement. Leurs longueurs et amplitudes sont spécifiées dans le tableau V.5. Les correspondances entre les valeurs adimensionnées et réelles sont indiquées. Les calculs ont été effectués à A/λ constants pour garder une variation de la pression normale ΔP constante. En annexe 5, se trouvent les courbes de pressions obtenues en fonction des amplitudes et des longueurs des ondulations.

A^*/λ^* (A/λ)	λ^* (λ (μm))									
	0.0625 (18.75)	0.125 (37.5)	0.25 (75)	0.4 (120)	0.5 (150)	0.6 (180)	0.7 (210)	0.8 (240)	0.9 (270)	1 (300)
0.01 (0.0004)	0.0075	0.015	0.030	0.048	0.060	0.072	0.084	0.096	0.108	0.12
0.02 (0.0008)	0.0015	0.03	0.06	0.096	0.12	0.144	0.168	0.192	0.216	0.24
0.04 (0.0016)	0.03	0.06	0.12	0.192	0.24	0.288	0.336	0.384	0.432	0.48
0.08 (0.0032)	0.06	0.12	0.24	0.384	0.48	0.576	0.672	0.768	0.864	0.96
0.16 (0.0064)	0.12	0.24	0.48	0.768	0.96	1.152	1.344	1.536	1.728	1.92
0.64 (0.0256)	0.48	0.96	1.92	1.536	3.84	2.304	2.688	3.072	3.456	7.68

Tab. V.5 : *Valeurs des amplitudes A (μm) en fonction des rapports A^*/λ^* et $\lambda^*=\lambda/c$*

Variation de la longueur d'onde λ

Les courbes des figures V.15, V.17 et V. 16 montrent les valeurs de durée de vie relative calculées en fonction des longueurs des ondulations présentes dans le contact défini ci dessus. L'amplitude varie proportionnellement à la longueur des ondulations de manière à avoir des surpressions ΔP identiques sur une même courbe.

Les durées de vie d'une même courbe varient bien que les rapports A^*/λ^* soient constants (figure V.15). Si les valeurs A^*/λ^* sont faibles (<0.0016), les valeurs de durée de vie fluctuent autour de la durée de vie du contact lisse. Si les valeurs de A^*/λ^* sont plus élevées ($=0.64$), la durée de vie chute dès que λ/c augmente.

Dans le premier cas, la durée de vie globale du contact ondulé est même parfois plus élevée que celle du contact lisse. Ce résultat provient de la modification de la répartition des contraintes. En effet, les ondulations induisent localement la création de zones concentrées de cisaillement entre la zone de Hertz et la surface. Elles modifient légèrement la répartition et l'amplitude du cisaillement maximum dans la zone de Hertz. Ces 2 zones peuvent être dissociées (figure V.18a et V.18d) ou associées (figure V.18c) en fonction de la longueur et de l'amplitude des ondulations. La combinaison de ces facteurs fait que la durée de vie globale du contact peut augmenter, bien que les valeurs du cisaillement soient plus élevées au voisinage de la surface.

Quand les longueurs d'onde et les amplitudes correspondantes atteignent des valeurs plus élevées, la durée de vie chute même si ΔP reste constant. En effet, la zone de contact se réduit alors au contact entre un sommet de l'ondulation et le plan. Le rayon de courbure au voisinage du point de contact étant plus faible que celui de la bille, les surcontraintes augmentent. Finalement ceci produit une forte réduction de la durée de vie.

Pour des surpressions ΔP plus importantes ($A^*/\lambda^*=0.64$), la durée de vie baisse très rapidement en fonction de λ/c . Les ondulations dans le contact engendrent des surpressions élevées dont les effets se combinent.

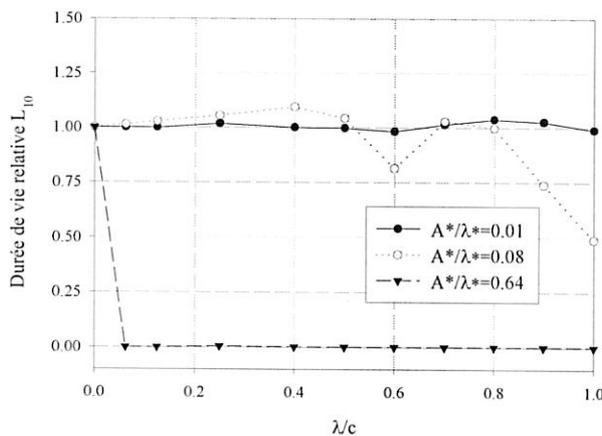


Fig. V.15 : Variation de la durée de vie relative en fonction de la longueur des ondulations

Variation de l'amplitude A

L'augmentation de l'amplitude des rugosités induit une augmentation de l'amplitude des variations de la durée de vie en fonction de λ/c . ΔP n'est plus constant.

Pour des valeurs d'amplitudes A/λ inférieures à 0.0016 et λ/c inférieure à 1, les variations de durée de vie sont sensibles à la fois aux longueurs d'onde et aux amplitudes. Dans certains cas, sous les effets dissociés des contraintes locales, les durées de vie peuvent légèrement augmenter avec le rapport A/λ . Cela reste limité à des cas où A/λ est faible. L'augmentation de A/λ amène une chute brutale de la durée de vie. La durée de vie est alors pratiquement constante, quel que soit λ/c .

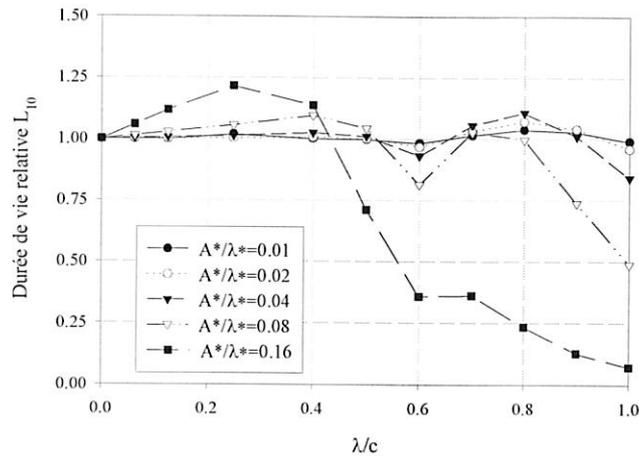


Fig. V.16 : *Variation de la durée de vie relative en fonction du rapport d'amplitude A^*/λ^* et de la longueur des ondulations*

Variation de la position des ondulations dans le contact

La position des ondulations dans le contact pour une longueur d'onde et une amplitude constantes peut avoir des effets très marqués sur la durée de vie. Si λ/c est suffisamment élevé, la position des ondulations peut conduire à la formation d'un contact partiellement conforme. La durée de vie de celui-ci est plus élevée du fait des faibles pressions et contraintes engendrées par la morphologie du contact (fig. V.17). Les courbes de pression correspondantes sont présentées en annexe 6.

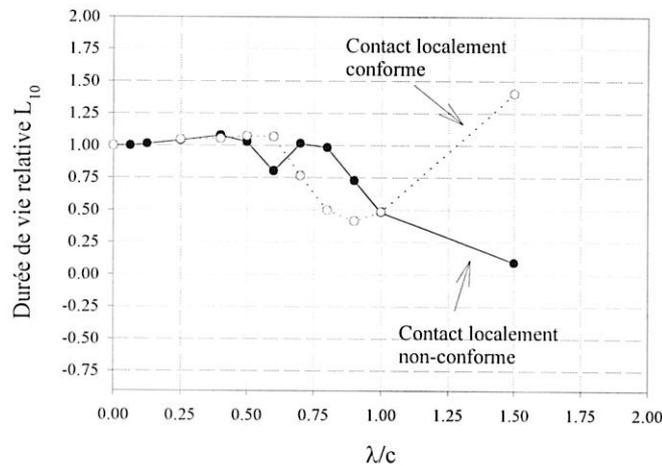
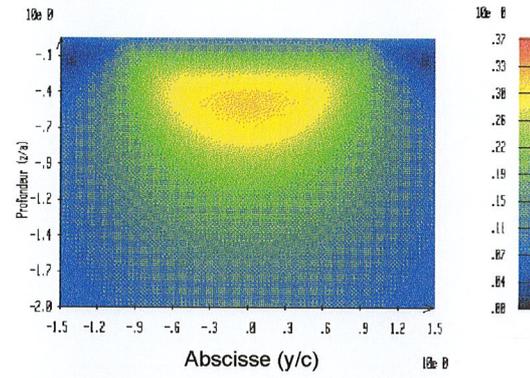
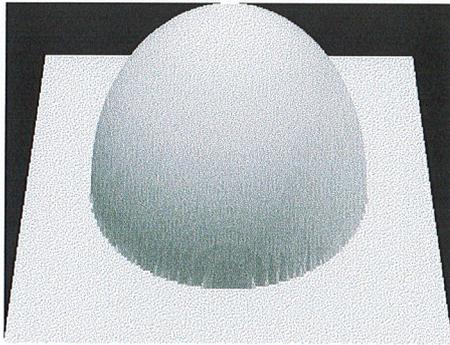


Fig. V.17 : *Variation de la durée de vie relative en fonction de la position des ondulations ($A^*/\lambda^*=0.08$)*

Ce critère de durée de vie est un critère global. Dans les exemples que nous avons présentés, il met sur un même plan les surcontraintes apparues en sous-couche ou proches de la surface. De ce fait, le rôle des ondulations en surface ne ressort pas toujours si celles-ci ont des amplitudes trop faibles.

Dans la partie suivante, nous calculons la durée de vie d'un contact lisse ponctuel en fonction de la pression de Hertz appliquée. Nous nous recalons sur les prévisions du nombre de cycle à l'amorçage obtenu par le G.E.M.P.P.M. Nous analysons les tendances des deux approches.



a) cas lisse

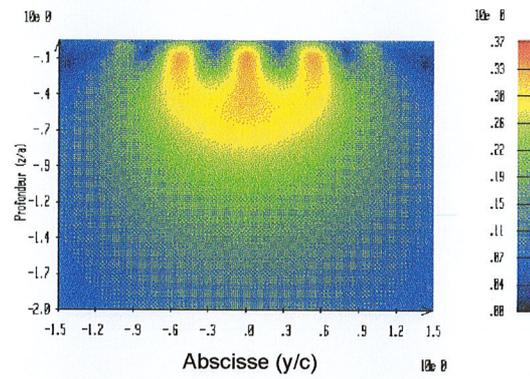
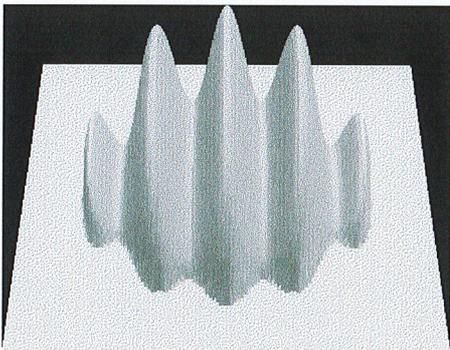
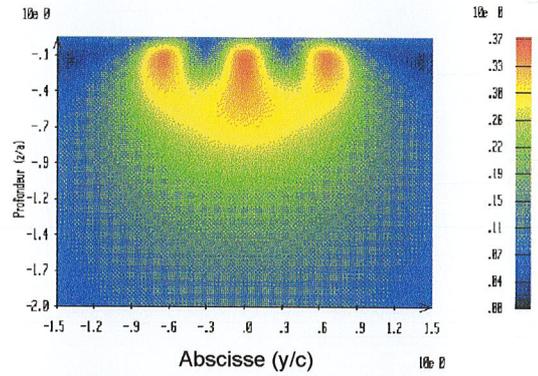
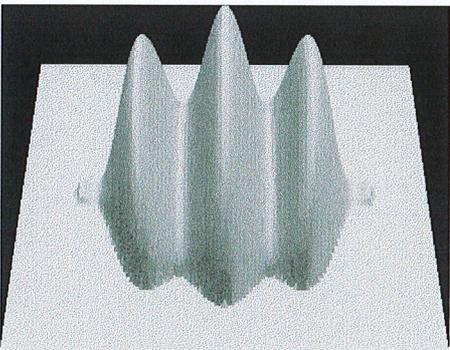
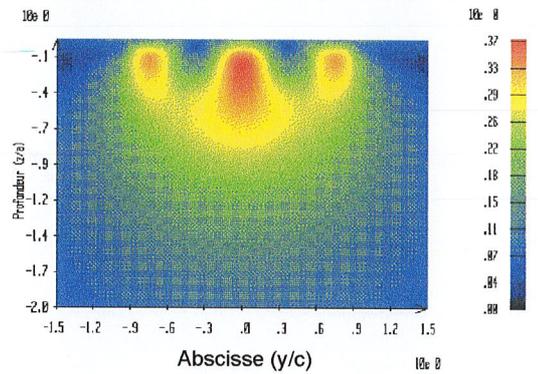
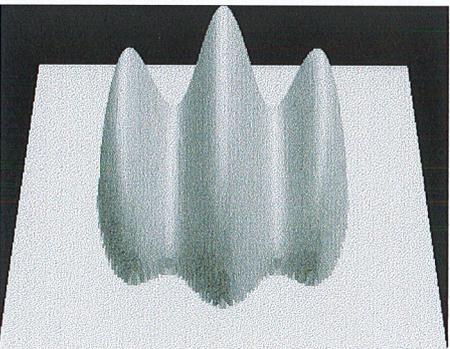
b) $\lambda c=0.5$ c) $\lambda c=0.6$ d) $\lambda c=0.7$

Fig. V.18 : Champ de pression en surface et distribution des contraintes de cisailage dans le plan $x=0$ ($A^*/\lambda^*=0.08$)

4.2. INFLUENCE DES PARAMETRES D'ESSAIS

Nous appliquons ce modèle à la prédiction de la durée de vie d'un contact pour des éprouvettes en acier M50.

Nous étudions d'abord l'influence de la pression de Hertz et recalons nos valeurs obtenues à forte charge sur celles déterminées par Pierre Lamagnère [74] pour le nombre de cycles à l'amorçage.

Ensuite, nous abordons l'influence des ondulations et du frottement.

4.2.1. INFLUENCE DE LA PRESSION DE CONTACT

Dans cette partie, nous considérons une limite d'élasticité τ_e du matériau de 736 MPa. La température du massif correspond à cette limite est de 100°C.

Si nous connaissons la limite d'élasticité, nous ne connaissons ni les valeurs de τ_u , ni celles de \bar{A} . La détermination de ces valeurs nécessite un recalage sur des résultats obtenus à partir d'un grand nombre d'essais. A défaut de ceux-ci, pour nous placer dans nos conditions d'essai, nous utilisons les résultats de GEMPPM. D'une part, nous nous recalons par rapport à la limite d'endurance H_1 déterminée pour le M50 autour d'une inclusion d'alumine située en sous-couche à la position la plus défavorable. D'autre part, nous nous recalons sur le nombre de cycles à l'amorçage obtenu pour le même matériau à très forte charge.

Pour déterminer la limite τ_u , les résultats sont recalés de manière à obtenir la même limite d'endurance H_1 de 1.72 GPa que celle obtenue par Lamagnère [74] pour l'acier M50. Une durée de vie infinie sous une pression de 1.72 GPa est induite pour une valeur de τ_u de 355 MPa.

Le nombre de cycles à l'amorçage a été obtenu dans un acier M50 au voisinage d'une inclusion d'alumine par Pierre Lamagnère [74]. Nous effectuons un recalage par rapport au nombre de cycles obtenu pour la plus forte pression calculée par Lamagnère, soit 4.5 GPa. En effet, Yoshioka [143] montre qu'à forte pression de contact, la durée de l'amorçage est prépondérante par rapport à celle de la propagation. Dans un exemple à 5.63 GPa, il montre que le rapport « temps d'amorçage d'une fissure/durée de vie totale » est compris entre 97.8 et 99.9 % de la durée de vie totale pour un acier à roulement.

La figure V.19 montre le nombre de cycles à l'écaillage de l'acier M50 déterminé à partir du critère de Dwyer-Joyce. En dessous de 1.72 GPa, le modèle de Dwyer-Joyce donne une durée de vie infinie. A 2.5 GPa, le nombre de cycles calculé est encore très élevé, de l'ordre de $1.5 \cdot 10^7$ cycles. Lorsque la pression continue d'augmenter, nous voyons que le nombre de cycles diminue très vite.

Si nous comparons ces résultats à ceux obtenus expérimentalement, nous voyons qu'aux environs de 3.5 GPa, le nombre de cycles indiqué, soit environ $1.5 \cdot 10^5$, ne correspond manifestement pas au nombre de cycles à l'écaillage. En effet, les observations faites sur les éprouvettes lisses soumises à une pression de 3.5 GPa montrent qu'aucun écaillage n'a lieu avant $50 \cdot 10^6$ cycles. Par contre, concernant ces mêmes éprouvettes, nous avons des informations sur le nombre de cycles à l'amorçage fournies par l'échographie ultrasonore. Les résultats issus de cette expertise montrent que le nombre de cycles calculé à 3.5 GPa est du même ordre que le nombre de cycles à l'amorçage minimum déterminé par échographie, soit environ 10^5 cycles [74].

En fait, le modèle de Dwyer-Joyce intègre dans une même courbe les mécanismes d'amorçage et de propagation. Il est construit de telle manière qu'à forte charge, le nombre de cycle total corresponde au nombre de cycles à l'amorçage. Le recalage sur le nombre de cycles à l'amorçage obtenu pour la pression de 4.5 GPa induit donc une incertitude concernant la signification de l'information délivrée par le critère.

Une meilleure exploitation de ce critère serait possible en effectuant des recalages sur un nombre très élevé d'essais. Etant donnée la nature statistique de ce critère, nous ne pouvons pas caler ce critère sur les résultats provenant de nos essais dont le nombre n'a pas été déterminé en fonction de cet objectif. Une autre possibilité pour obtenir de meilleurs résultats serait de recaler le nombre de cycles à forte charge sur une pression supérieure à 4.5 GPa. Or, dans l'état actuel nous n'avons pas de résultats connus concernant l'acier M50 utilisé pour nos essais.

Dans notre application, il faut donc considérer ce critère avec précaution puisqu'il délivre 2 informations différentes en fonction de la valeur de la pression considérée.

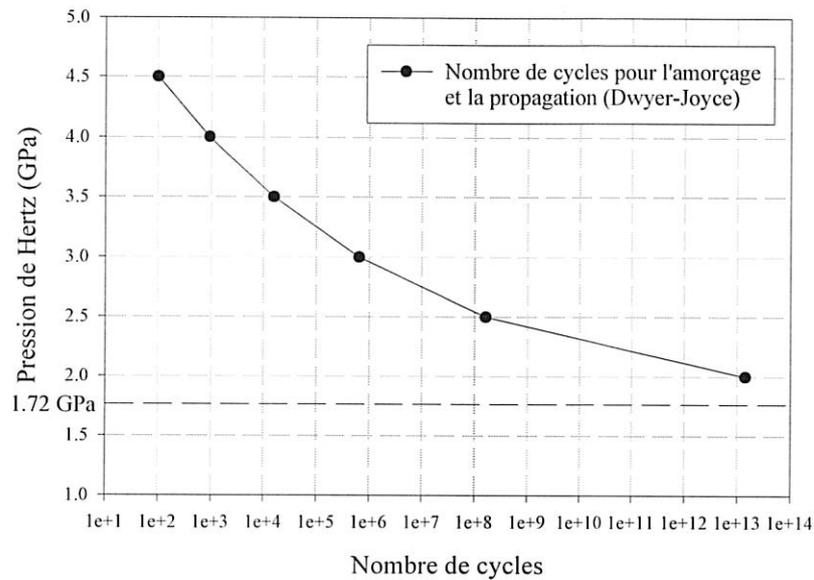


Fig V. 19: Influence de la pression de Hertz sur la fatigue d'un acier en M50

4.2.2. INFLUENCE DES ONDULATIONS ET DES CONTRAINTES TANGENTIELLES DE CISAILLEMENT EN SURFACE

La présence d'ondulations en surface réduit notablement la valeur de la durée déterminée par ce critère. Pour illustrer cette influence nous avons déterminé le rapport entre les durées de vie calculées pour 2 contacts soumis à une pression de 1.5 GPa et présentant des ondulations de 330 μm de longueur. Le premier contact présente une amplitude d'ondulation de 0.3 μm , le second une amplitude de 0.6 μm . Le rapport de durée de vie entre les 2 est de 10^5 .

L'influence du frottement sur le même contact est aussi visible. Si nous introduisons un coefficient de frottement de 5%, nous obtenons une baisse de 1.5 fois la durée de vie initiale. Si nous introduisons la même relation qu'au paragraphe 3.6, nous obtenons une baisse de 3 fois la durée de vie initiale.

4.3. CONCLUSION

Le critère de Dwyer-Joyce a été appliqué à des configurations de contact lisse et rugueux. La présentation du critère montre que certaines caractéristiques d'ondulations n'induisent pas de diminution de la durée de vie par rapport au contact lisse. Ceci peut provenir de la prise en compte de la pression hydrostatique près de la surface qui réduit ainsi l'influence du cisaillement créé par les ondulations.

Dans le cadre de nos conditions d'essais, nous avons donc axé l'étude sur la détermination de l'influence de la pression dans un contact lisse. Les résultats montrent que pour exploiter au mieux ce type de critère, d'autres données que celles dont nous disposons seraient nécessaires.

5. CONCLUSION

Nous avons présenté deux approches utilisées dans la détermination de la durée de vie en fatigue des aciers. Les calculs sont basés sur le calcul des pressions dans un contact sec et des contraintes dans un massif élastique semi-infini.

La dernière approche basée sur l'application du modèle de Dwyer-Joyce ne paraît pas bien adaptée à notre cas de figure. L'utilisation d'un tel modèle nécessite en fait le calage sur un grand nombre d'essais spécifiques pour être en bonne adéquation avec la théorie.

La première approche basée sur la borne inférieure de la limite d'endurance de l'acier a permis de montrer les rôles de la surface réelle et du frottement sur l'état de contraintes dans un massif et sur le risque d'amorçage. Nous avons en particulier mis en évidence le rôle bénéfique du rodage sur la diminution du risque d'amorçage de la fatigue. Par rapport aux résultats obtenus, nous devons rappeler que les essais ont été effectués en présence de lubrifiant. Dans certains cas, les calculs nous donnent une surestimation des contraintes réellement subies par le contact lors des essais. En effet, la présence de lubrifiant a pour effet dans certaines conditions de fonctionnement d'atténuer la déformation des ondulations et donc de baisser le niveau de contraintes dans le massif. Cette remarque est à appliquer en particulier aux calculs faits pour des surfaces neuves.

CONCLUSION GENERALE

La fatigue de roulement fait intervenir des mécanismes complexes qui résultent des interactions entre les paramètres liés aux propriétés du matériau et du lubrifiant, aux conditions de chargement et de vitesse, ainsi qu'à la géométrie des massifs et la topographie des surfaces. L'objectif de ce travail était double : d'une part mieux comprendre les mécanismes d'endommagement en surface et en sous-couche dans les contacts élastohydrodynamiques réels ; d'autre part apporter une contribution au développement des modèles prédictifs de durée de vie. Des moyens expérimentaux et numériques ont été mis en oeuvre pour décrire plus particulièrement l'influence des perturbations en surface dues aux rugosités et au frottement. Deux aciers à roulements ont été étudiés : le M50 et le 100Cr6.

Du point de vue expérimental, la première étape a consisté à mettre au point la procédure expérimentale, choisir le nombre et les conditions d'essais, développer un dispositif pour suivre les essais et mettre en oeuvre les outils d'investigations ad hoc. La seconde étape a consisté à mener à bien les essais initialement prévus. Notons que 34 essais totalisant plus de $800 \cdot 10^6$ cycles (soit près de 2000 heures) ont été réalisés sur la machine bi-disques. Deux états de surface (éprouvettes polies ou non), deux aciers (M50 et 100Cr6), trois chargements normaux (1.5, 2.5 et 3.5 GPa) et deux configurations cinématiques (roulement avec ou sans glissement) ont été testés puis analysés. La troisième et dernière étape a consisté à décrire, analyser et synthétiser les informations provenant des observations en surface et en sous-couche. Les principaux enseignements tirés de cette campagne d'essais sont les suivants :

En surface, les endommagements apparaissent uniquement pour les surfaces non polies, sous forme de micro-écailles. Une écaille s'est développée dans les conditions de chargement les plus élevées et en présence de frottement. Les avaries sont toutes amorcées en surface. L'influence de l'état de surface ou du frottement est prépondérante devant celle des inclusions. Cette remarque peut être appuyée par le fait que les lignes de carbures visibles à la surface des éprouvettes en M50 ne génèrent pas de ligne de micro-écailles. Seul l'état de surface (rugosités ou stries d'usinage) est à même d'expliquer les endommagements de fatigue observés. Le nombre de cycles à l'amorçage du micro-écaillage en surface est compris entre $5 \cdot 10^5$ et 10^6 cycles.

En sous-couche, pour les surfaces polies, les endommagements se développent sous forme de papillons de phase blanche autour d'inclusions présentes dans la matrice des aciers à profondeur de Hertz. Pour les surfaces non polies, l'amorçage apparaît aussi entre la surface et la zone de Hertz. Le voisinage des inclusions les plus dures est le plus propice à l'amorçage. Pour le 100Cr6, l'amorçage se situe autour d'inclusions d'alumine et de nitrure de titane. Pour le M50, il se situe aussi autour d'inclusions non-métalliques, ici des carbures primaires. Le nombre de cycles à l'amorçage a pu être estimé par le laboratoire G.E.M.P.P.M. par l'expertise ultrasonore de certaines éprouvettes en cours d'essai. Seul le cas de chargement à 3.5 GPa a conduit à l'amorçage de fissures de fatigue. Par ailleurs, aucune propagation à partir de la sous-couche du massif n'a pu être détectée avant $50 \cdot 10^6$ cycles.

En roulement pur, les moyens de détection in-situ ne montrent pas de modification du signal délivré par la surface entre le début et la fin des essais. Toutefois, un type d'endommagement caractéristique - différent de celui obtenu en présence de glissement - s'est développé le long des rainures d'usinage. Ce type de micro-écaillage reste très limité en profondeur mais peut se développer largement sur la piste de roulement avec le nombre de cycles.

En roulement plus glissement, le frottement à l'interface lubrifiant/massif semble jouer un rôle déterminant dans le mode d'amorçage et de propagation des fissures. En effet, nous observons des fissures superficielles orientées cette fois-ci selon la direction transversale à celle du roulement. De plus, l'inclinaison de ces fissures par rapport à la surface est liée à la direction du frottement. Ces micro-fissures, localisées aux

sommets des rugosités, apparaissent dans le temps avant les micro-écailles qui semblent leur succéder. La profondeur des micro-écailles varie en fonction de l'action combinée de la charge et de l'orientation du frottement.

Il ressort de cette étude que le même type d'avarie apparaît pour les deux aciers. Toutefois, la concentration du micro-écaillage pour les éprouvettes en acier M50 est supérieure à celle constatée sur les surfaces des éprouvettes en acier 100Cr6. Nous avons expliqué ce résultat par la différence existant entre les micro-géométries respectives des deux aciers plutôt que par la présence de carbures en surface. Comme nous l'avons expliqué plus haut, celle-ci n'a pas de corrélation directe avec la distribution des micro-écailles.

Finalement, l'étude expérimentale met en évidence le rôle des inclusions en sous-couche. En surface, elle montre celui de la micro-géométrie et du frottement.

Du point de vue théorique, nous nous sommes intéressés à l'état des contraintes élastiques dans un massif semi-infini, homogène et isotrope, dans des conditions de fonctionnement aussi proches que possible de la réalité. La distribution des contraintes dans les massifs a été obtenue à partir de la connaissance des pressions normales en surface. Nous avons appliqué au calcul des contraintes une technique d'intégration rapide. Cette technique numérique permet de réduire considérablement les temps de calcul, de prendre en compte un état de surface réel par une discrétisation très fine de la surface et donc de calculer le champ de contraintes très finement dans la profondeur du matériau.

Le modèle a tout d'abord été employé pour étudier les effets élastohydrodynamiques induits par la présence de lubrifiant. Pour cela, nous avons couplé notre modèle à celui mis au point par F. Couhier au L.M.C. pour résoudre le problème transitoire du contact élastohydrodynamique rugueux entre un cylindre et un plan. Les résultats obtenus nous ont permis d'illustrer l'influence de défauts de surface, indents et ondulations, par la création de surpressions en surface et de zones de surcontraintes en sous-couche. Nous montrons que la présence combinée de frottement et d'un indent est particulièrement nocive. En effet, elle peut être à l'origine de surcontraintes importantes au voisinage de l'indent. Ce phénomène peut par exemple contribuer à l'extension de la zone micro-écaillée, les micro-écailles initiales jouant le rôle d'indents. Nous discutons aussi de la validité de la limite régime EHD/régime micro-EHD basée sur le paramètre Λ (rapport entre l'épaisseur de lubrifiant et la hauteur des rugosités), qui est couramment utilisé dans la littérature. Nous montrons que ce paramètre peut-être utilisé à titre indicatif, mais uniquement lorsque la vitesse de roulement est identique.

Enfin, nous nous sommes intéressés à l'étude d'un contact sec rugueux tridimensionnel. En effet, un modèle de contact sec permet d'approximer la borne supérieure de la distribution des pressions normales dans un contact lubrifié (EHD) stationnaire, c'est à dire lorsque les rugosités sont orientées selon la direction du roulement. Nous avons utilisé le programme développé par T. Lubrecht. Les simulations numériques réalisées ont utilisé comme données les propriétés élastiques provenant des travaux de P. Lamagnère du G.E.M.P.P.M. Le cas de l'acier M50 a été étudié plus particulièrement.

Nous avons, à partir de relevés de surfaces réelles, réalisé des simulations numériques correspondant au trois cas de chargement des essais effectués. Nous avons montré que le niveau et la distribution de contraintes représentatifs d'un contact réel peuvent être obtenus à partir d'un profil mathématique équivalent. Les surfaces sont reconstituées, à partir des fréquences prédominantes obtenues par la transformée de Fourier des surfaces initiales.

Nous montrons l'influence du rodage. Il produit une baisse significative du niveau de contrainte par rapport à celui obtenu avec des surfaces neuves. Il est particulièrement bénéfique lorsque le niveau de charge dans le contact est faible.

Pour les trois niveaux de pression de contact (1.5, 2.5 et 3.5 GPa), nous montrons que les observations relatives à l'amorçage en sous-couche pour les éprouvettes sont en bon accord avec les résultats des simulations. En effet, lorsque nous observons l'apparition de papillons et de fissures autour d'inclusions dans les massifs, les simulations montrent que nous nous trouvons au-delà des limites d'élasticité définies par le

G.E.M.P.P.M. Inversement, en deçà aucun amorçage n'a été observé. Pour la pression de contact intermédiaire, les simulations montrent un niveau de contraintes légèrement en dessus de la limite, bien qu'à 50.10^6 cycles aucun papillon n'ait pu être observé. Il faut souligner que les prédictions de G.E.M.P.P.M. ont été faites dans le cas de l'amorçage autour d'une inclusion placée dans la zone la plus sollicitée du contact. Ceci n'est évidemment pas obligatoirement le cas dans la réalité, d'où un décalage avec les observations.

En surface, avec l'hypothèse d'un contact sec, nous montrons que les niveaux de contraintes obtenus pour des surfaces neuves sont élevés et supérieurs à la limite d'élasticité du M50 pour les trois niveaux de pressions étudiés. Nous nous situons donc au-delà de la borne inférieure de la limite d'endurance correspondant à une durée de vie infinie du contact. Le rodage permet d'atténuer les amplitudes du cisaillement qui restent importantes pour les deux charges les plus élevées. Néanmoins, la présence d'aspérités de haute fréquence dans les premiers cycles pourrait être à l'origine des avaries rencontrées. Ceci expliquerait la présence de micro-écaillés même sur les éprouvettes les plus faiblement sollicitées.

Enfin, une hypothèse est faite sur l'influence du frottement à l'interface lubrifiant/massif, par l'intermédiaire d'un coefficient de frottement non uniforme. Une loi arbitraire du type puissance permet d'obtenir localement des coefficients de frottement importants (de l'ordre de 20%), tout en maintenant le coefficient moyen égal à quelques pourcents. Les simulations effectuées montrent que des maxima de la contrainte de cisaillement remontent alors jusqu'à la surface des massifs au sommet des aspérités, ce qui permettrait de justifier l'amorçage des fissures en surface. Avec une relation de ce type, la présence de glissement aboutit à la formation de surpressions et de surcontraintes élevées en surface.

Finalement, nous avons étudié le nombre de cycles à l'écaillage donné par le modèle empirique de Dwyer-Joyce. Nous avons utilisé des informations fournies par le G.E.M.P.P.M. En particulier, la détermination de la borne inférieure de la limite d'endurance P_{Hmax} pour l'acier M50 a été utilisée pour recalibrer certains paramètres de ce modèle à l'étude de l'acier M50. Une comparaison des résultats avec les observations expérimentales montre des problèmes concernant l'adaptation du modèle de Dwyer-Joyce à nos conditions d'essais. Ces modèles permettent néanmoins d'éclairer les résultats expérimentaux obtenus, même si des investigations complémentaires sont nécessaires.

Perspectives : Dans ce travail, nous avons progressé dans la connaissance du rôle de différents paramètres : la topographie de la surface, le frottement, les inclusions en sous-couche. Par le biais de simulations faites pour des massifs élastiques semi-infinis, nous avons montré certains modes d'actions des deux premiers paramètres. Le rôle des inclusions a fait, quant à lui, l'objet de recherches spécifiques par le laboratoire G.E.M.P.P.M. Néanmoins, si les mécanismes en sous-couche semblent bien définis, il reste des points à éclaircir concernant ceux en surface où de nombreux facteurs interagissent.

Tout d'abord, concernant les ondulations ou rugosités en surface, leur orientation par rapport à la direction du roulement semble aussi jouer un rôle capital sur le développement de la fatigue de roulement. Il apparaît donc comme indispensable d'étudier l'influence de l'orientation sur l'endommagement. D'une part, ceci permettrait de se placer à la fois dans les configurations du contact bille-bague de roulement et du contact entre dents d'engrenage. Dans le premier cas, les ondulations sont dans le sens du roulement. Dans le second cas, elles sont perpendiculaires. D'autre part, la solution du problème transitoire élastohydrodynamique pour des surfaces non lisses montre que les rugosités transversales ont des effets non négligeables sur la distribution des pressions de contact. Les essais effectués dans ce cadre permettraient donc de comparer des simulations numériques et expérimentales - ayant exactement les mêmes données de base - à condition, il est vrai, de pouvoir usiner de manière reproductible de telles rugosités transversales.

Il paraît aussi important d'améliorer la détection et le suivi in-situ d'avaries de surface en prenant des capteurs de très fine définition, maintenant disponibles sur le marché. Ceci permettrait de suivre l'évolution d'avaries de plus faible taille que celle que nous avons pu observer lors de ces essais et d'avoir ainsi une idée plus précise de la vitesse de détérioration de la surface.

D'autre part, nous avons observé sur les surfaces des éprouvettes que l'orientation des microfissures était fortement influencée par la présence de glissement. Il est primordial d'éclaircir les phénomènes engendrés par celui-ci car il semble qu'il existe des coefficients de frottement locaux dans le contact différents du coefficient de frottement global. Pour avancer dans ce domaine, il semble nécessaire de développer des systèmes d'analyses nouveaux permettant de mieux connaître les contraintes auxquelles est soumis le lubrifiant dans le contact. Dans cette optique, des études envisagent d'utiliser des systèmes tels que le spectromètre Raman couplé à une machine bille-disque.

Enfin, il est indispensable de confirmer que les micro-fissures s'amorcent en surface et de montrer le rôle du piégeage du lubrifiant dans les fissures. Des essais ont déjà été effectués mais avec des éprouvettes présentant des entailles de très grande dimension. Pour étudier cette hypothèse à l'échelle de la fatigue de roulement, des éprouvettes avec des fissures de faibles tailles ont été élaborées au L.M.C. Des essais avec de telles éprouvettes devraient permettre de montrer si le lubrifiant a un rôle déterminant dans la phase de propagation des fissures de fatigue.

Le couplage des approches « Matériau » et « Mécanique-Tribologie » est indispensable pour affiner la modélisation de la fatigue de roulement. Une amélioration des modèles est également nécessaire. Pour la partie matériau, la modélisation de la phase de propagation est une étape importante, actuellement menée par le G.E.M.P.P.M. Pour la partie tribologie, la résolution du contact élastohydrodynamique tridimensionnel, d'abord stationnaire puis transitoire, permettra de prendre en compte à la fois les effets de la microgéométrie et celui de la rhéologie du lubrifiant (effets non-newtoniens, effets thermiques). Finalement, les progrès attendus devraient nous permettre d'estimer la durée de vie d'une manière plus réaliste, et d'évaluer l'influence de chaque paramètre.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **ARCHARD, J. F.**, *Surface Topography and Tribology*. Trib. Int., 1974, Vol. 7, n° 5, p. 213-220.
- [2] **BERTHE, D.**, *Les effets hydrodynamiques sur la fatigue des surfaces dans les contacts Hertiens*. Thèse de docteur es-sciences physiques de l'UCB de Lyon, 1974, 261 p.
- [3] **BERTHE D., GODET M.** *Elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces in pure rolling*. Trib. Int., 1974, vol. 7, n° 2, p. 67-69.
- [4] **BERTHE D., FANTINO B., FRENE J., GODET M.** *Influence of shape defects and surface roughness on the hydrodynamics of lubricated systems*. J. Mech. Eng. Sci., 1974, vol. 16, n° 3, p. 156-159
- [5] **BERTHE, D., FLAMAND, L.**, *Paramètres significatifs du comportement et des avaries de surface du contact hertzien lubrifié. Application aux engrenages*. Proc. AGARD, 1984, n° 369, p. 2201-22013.
- [6] **BHATTACHARYYA, S., BOCK, F. C., HOWES, M. A. H., PARIKH, N. M.**, *Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue. Part II: The Statistical Analysis, Summary, and Conclusions*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1976, Vol. 98, Series F, n° 2, p. 299-307.
- [7] **BLOK, H.**, *Surface Temperature Under Extreme Pressure Conditions*. Proceedings of the 2nd World Petroleum Congress, 1937, Paris, p. 471-486.
- [8] **BLOK, H.**, *Seizure Delay Method for Determining the Protection Against Scuffing Afforded by Extreme Pressure Lubricant*. J. Soc. Auto. Eng., 1939, Vol. 44, n°5, p. 193-210 and 220.
- [9] **BOUSSINESQ, J.**, *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques*. Paris : Gauthier-Villard, 1885, 235 p.
- [10] **BOWER, A. F.**, *The Influence of Crack Face Friction and Trapped Fluid on Surface Initiated Rolling Contact Fatigue Cracks*. ASME Trans., J. Trib., 1988, Vol. 110, n° 4, p. 704-711.
- [11] **BRANDT, A., LUBRECHT, A. A.**, *Multilevel Matrix Multiplication and Fast Solution of Integral Equations*. J. Comput. Phys., 1990, Vol. 90, n° 2, p. 348-370.
- [12] **CARNEIRO ESTEVES, A.**, *Résolution du contact élastique entre deux corps rugueux*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1987, 156 p.
- [13] **CERRUTI, V.**, *Ricerche intorno all'equilibrio dei elastici isotropi*. Roma : Rend. Acc., 1882, 13 p.
- [14] **CHAMPAUD, P.**, *Contribution à l'étude de la fatigue d'un alliage Fe-C-Cr (100Cr6) soumis à un champ de contraintes de Hertz. Proposition d'un critère d'amorçage*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1988, 208 p.
- [15] **CHAMPAUD P., ESNOUF C., FOUGERES R.**, *Proposition d'un critère d'amorçage des fissures en fatigue de contact hertzien à partir des évolutions microstructurales du matériau fatigué*. Proceedings of the Spring Meeting of the S.F.M., Fatigue et Contacts Mécaniques, Paris, 1989, p.159-170.
- [16] **CHENG, H. S.**, *A Refined Solution for Thermal-Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling and Sliding Cylinders*. ASLE Trans., 1965, Vol. 8, p. 397-410.
- [17] **CHENG, W., CHENG, H. S., KEER, L. M., AI, X.**, *Surface Crack Initiation Under Contact Fatigue: Experimental Observation and Contact Analysis*. ASME Trans., J. Trib., 1993, Vol. 115, n° 4, p. 658-665.
- [18] **CHENG, W., CHENG, H. S., KEER, L. M.**, *Experimental Investigation on Rolling/Sliding Contact Fatigue Crack Initiation with Artificial Defects*. STLE, Trib. Trans., 1994, Vol. 37, n° 1, p. 62-73.

-
- [19] CHENG, W., CHENG, H. S., KEER, L. M., *Longitudinal Crack Initiation Under Pure Rolling Contact Fatigue*. STLE, Trib. Trans., 1994, Vol. 37, n° 1, p. 51-58.
- [20] CHENG, W., CHENG, H. S., MURA, T., KEER, L. M., *Micromechanics Modeling of Crack Initiation Under Contact Fatigue*. ASME Trans., J. Trib., 1994, Vol. 116, n° 1, p. 2-8.
- [21] CHENG, W., CHENG, H. S., *Effect of Surface Roughness Orientation on Pitting Resistance of Lubricated Rollers*. STLE, Trib. Trans., 1995, Vol. 38, 2, p. 396-402.
- [22] CHIU, Y. P., TALLIAN, T. E., MCCOOL, J. L., *An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact; I : the Subsurface Model*. Wear, 1971, Vol. 17, p. 433-446.
- [23] CHRISTENSEN, H., *Some Aspects of The Functional Influence of Surface Roughness in Lubrication*. Wear, 1970, Vol. 17, p. 149-162.
- [24] CLARKE, T. R., MILLER, G. R., KEER, L. M., CHENG, H. S., *The role of Near-Surface Inclusions in the Pitting of Gears*. ASLE Trans., 1985, Vol. 28, p. 111-116.
- [25] COLOMBIE, C., FLAMAND, L., VINCENT, L., BERTHE, D., *Etude de la Phase Blanche de roulement*. EUROTRIB 85, Proceedings of the 4th European Tribology Congress, Ecully, France, 1985, p. 5.4.12-5.4.17.
- [26] COUHIER, F., *Modélisation du contact élastohydrodynamique cylindre/plan : influence des rugosités de surface sur les mécanismes de lubrification*. Thèse de docteur de l'I.N.S.A. de Lyon, 1996, 150 p.
- [27] COUHIER F., LUBRECHT A.A., NELIAS D., FLAMAND L., *Influence of Sliding Speed on the Elastohydrodynamically Lubricated Film Thickness Shape of Wavy Contacts*. Proc. 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 1995, p. 515-526.
- [28] CUTIONGCO, E. C., CHUNG, Y.-W., *Prediction of Scuffing Failure Based on Competitive Kinetics of Oxyde Formation and Removal: Application to Lubricated Sliding of AISI 52100 Steel on Steel*. Trib. Trans., 1994, Vol. 37, n°3, p. 622-628.
- [29] DAN VANG, K., CAILLETAUD, G., FLAVENOT, J. F., *Critère d'endommagement en fatigue à grand nombre de cycles sous sollicitations multiaxiales*. Paris : IRSID, 1984, 45 p., RE1123.
- [30] DAWSON, P. H., *Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces*. J. Mech. Eng. Sci., 1962, Vol. 4, 1, p. 16-21.
- [31] DOWSON, D., HIGGINSON, G. R., *Elasto-hydrodynamic Lubrication*. Oxford, S. I., Pergamon Press Ltd, 1966, 266 p.
- [32] DOWSON, D., *History of Tribology*. London, Longman Group Ltd, 1979, 677 p.
- [33] DUBOURG, M. C., *Le contact unilatéral avec frottement le long de fissures de fatigue dans les liaisons mécaniques*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1989, 253 p.
- [34] DUMONT, M.-L., NELIAS, D., FLAMAND, L., *Influence des rugosités et du frottement sur le tenseur des contraintes dans un massif élastique semi-infini*. Revue Française de Mécanique, 1994, Vol. 1994-2, p. 103-113.
- [35] DUMONT, M.-L., CAMPOS, A., SEABRA, J., NELIAS, D., FLAMAND, L., *Observation et analyse des avaries superficielles de fatigue dans les contacts élastohydrodynamiques pour des aciers M50 et 100Cr6*. Actes du 12ème Congrès Français de Mécanique, Strasbourg, 1995, Vol. 1, p. 241-244.
- [36] DUMONT, M.-L., NELIAS, D., FLAMAND, L., LAMAGNERE, P., CHAMPIOT, F., VINCENT, A., *Experimental Investigation on Rolling Contact Fatigue Damage Mechanisms - Part I : Damage Mechanisms Under Clean Oil Conditions*. Bruxelles : Rapport BRITE EURAM ELABOMM, 1996, 80 p., T 015.

- [37] **DWYER-JOYCE, R., HAMER J. C., HUTCHINSON, J. M., IOANNIDES E. AND SAYLES R. S.**, *A Pitting Fatigue Model for Gear Tooth Contacts*. Proc. 17th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1990, p. 391-396.
- [38] **DYSON, A.**, *Scuffing - A review, Part 1*. Trib. Int., 1975, Vol. 8, n° 2, p. 77-87.
- [39] **DYSON, A.**, *Scuffing - A review, Part 2*. Trib. Int., 1975, Vol. 8, n° 3, p. 117-122.
- [40] **DYSON, A.**, *The Failure of Elastohydrodynamic Lubrication of Circumferentially Ground Rough Discs*. Proc. Inst. Mech. Eng., 1976, Vol. 190, n° 1, p. 52-76.
- [41] **ERDOGHAN, F., SIH, G. C.**, *On the Crack Extension in Plates under Plane Loading and Transverse Shear*. ASME Trans., J. Basic Eng., 1963, Vol. 85, p. 519-527.
- [42] **FAN, H., KEER, L. M., CHENG, W., CHENG, H. S.**, *Competition between Fatigue Crack Propagation and Wear*. ASME Trans., J. Trib., 1993, Vol. 115, n° 1, p. 141-147.
- [43] **FLAMAND, L., BERTHE, D., GODET, M.**, *Simulation of Hertzian Contacts Found in Spur Gears with a High Performance Disk Machine*. ASME Trans., J. Mech. Des., 1981, Vol. 103, p. 204-209.
- [44] **FLAMAND, L.**, *Fonctionnement du contact élastohydrodynamique rugueux*. Thèse de docteur d'état es-sciences de l'INSA de Lyon, 1989, 263 p.
- [45] **FLAMAND, L.**, *La Simulation des avaries de surfaces dans les contacts hertziens*. Thèse de docteur-ingénieur de l'UCB de Lyon, 1989, 263 p.
- [46] **FLAMAND, L., SAINOT, P.**, *Fatigue superficielle dans les contacts hertziens rugueux*. SFM, Fatigue et Contacts Mécaniques, Paris, 1989, p 207-223.
- [47] **FOUSSAT, E.**, *Approche d'un critère de grippage au travers de la rupture du film élastohydrodynamique*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1994, 168 p.
- [48] **GOODMAN, J.**, (1) *Roller and Ball Bearings*, (2) *The Testing of Antifriction Bearing Materials*. Proc. Inst. Civ. Eng., 1911, clxxxix, session 1911-2, Pt. III, p. 4-88.
- [49] **GREENWOOD, J. A., TRIPP, J. H.**, *The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces*. Proc. Inst. Mech. Eng., 1971, Vol. 185, p. 325-633.
- [50] **GUY P., MEYNAUD P., VINCENT A.**, *Subsurface Damage Investigations by High Ultrasonic Echography on 100Cr6 Bearing Steel*. Trib. Int., 1997, Vol. 30, n° 4, p. 247-259.
- [51] **HAMILTON, G. M., GOODMAN, L. E.**, *The Stress Field Created by a Circular Sliding Contact*. ASME Trans., J. Appl. Mech., 1966, Vol. 35, p. 371-376.
- [52] **HAMILTON, G. M.**, *Explicit Equations for the Stresses beneath a Sliding Spherical Contact*. Proc. Inst. Mech. Eng., 1983, Vol. 197c, p. 53-59.
- [53] **HAMROCK, B. J., DOWSON, D.**, *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part I - Theoretical Formulation*. ASME Trans., J. Lubr. Trib., 1976, Vol. 98, Series F, n° 2, p. 223-229.
- [54] **HAMROCK, B. J., DOWSON, D.**, *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part II - Ellipticity Parameter Results*. ASME Trans., J. Lubr. Trib., 1976, Vol. 98, Series F, n° 3, p. 375-383.
- [55] **HARRIS, T. A.**, *Rolling Bearing Analysis - 3rd ed*. New-York : Wiley-Interscience Publication, 1991, 1013 p.
- [56] **HARRIS, T. A, IOANNIDES, E., RAGEN, M., TAM, H.** *Endurance of Aircraft Gas Turbine Mainshaft Ball Bearings -Analysis Using Improved Fatigue Life Theory: Part 2 - Application to a Bearing Operating Under Difficult Lubrication Conditions*. ASME Trans., J. Trib., 1989, Vol. 111, n° 4, p. 708-710..

- [57] **HERTZ, H.**, *Über die Berührung fester elastischer Körper*. J. Reine und Angew. Math., 1882, Vol. 92, p. 156-171.
- [58] **HILLS, D., SACKFIELD, A.** *Sliding Contact Between Dissimilar Elastic Cylinders*. Trans. ASME, J. Trib., 1985, Vol. 107, n° 4, p. 463-466.
- [59] **HOWES, M. A. H., BHATTACHARYYA, S., BOCK, F. C., PARIKH, N. M.**, *Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue. Part I: The Test Program, Data, and Metallurgical Observations*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1976, Vol. 98, Series F, n° 2, p. 286-298.
- [60] **IOANNIDES, E., HARRIS, T. A.**, *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*. ASME Trans., J. Trib., 1985, Vol. 107, n° 3, p. 367-378.
- [61] **IOANNIDES, E., JACOBSON, B. O., TRIPP, J. H.**, *Prediction of Rolling Bearing Life Under Practical Operating Conditions*. Proc. 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, 1989, Vol. 15, p. 181-187.
- [62] **JOHNSON, K. L.**, *A Review of the Theory of Rolling Contact Stresses*. WEAR, 1966, Vol. 9, p. 4-59.
- [63] **JOHNSON, K. L., GREENWOOD, J. A., POON, S. Y.**, *A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication*. Wear, 1972, Vol. 19, p. 91-108.
- [64] **JOHNSON, K. L.**, *One Hundred Year of Hertz Contact*. Proc. Inst. Mech. Eng., 1982, Vol. 196, p. 363-378.
- [65] **JOHNSON, K. L.**, *Contact Mechanics*. Cambridge : Cambridge University Press, 1985, 452 p.
- [66] **KALKER, J.**, *Two algorithms for the contact problem in elastostatics*. Report of the Department of Mathematics and Informatics, Delft University Press, 1982, 8 p., n° 82-26.
- [67] **KALKER, J.**, *The contact between wheel and rail*. Report of the Department of Mathematics and Informatics, Delft University Press, 1982, 36 p., n° 82-27.
- [68] **KANETA, M., YATSUZUKA, H., MURAKAMI, Y.**, *Mechanism of Crack Growth in Lubricated Rolling/Sliding Contact*. ASLE Trans., 1985, Vol. 28, p. 407-414.
- [69] **KANETA, M., MURAKAMI, Y.**, *Effects of Oil Hydraulic Pressure on Surface Crack Growth in Rolling/Sliding Contact*. Trib. Int., 1987, Vol. 20, p. 210-217.
- [70] **KANETA, M., MURAKAMI, Y.**, *Propagation of Semi-Elliptical Surface Cracks in Lubricated Rolling/Sliding Elliptical Contacts*. ASME Trans., J. Trib., 1991, Vol. 113, n° 2, p. 270-275.
- [71] **KEER, L. M., BRYANT, M. D., HARITOS, G. K.**, *Subsurface and Surface Cracking Due to Hertzian Contact*. ASME Trans., J. Trib., 1982, Vol. 104, n° 3, p. 347-351.
- [72] **KEER, L. M., BRYANT, M. D.**, *A Pitting Model of Contact Fatigue*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1983, Vol. 105, n° 2, p. 198-205.
- [73] **LAMACQ, V., DUBOURG, M. C., VILLECHAISE, B.**, *Fretting Fatigue Crack Growth Analysis : Experimental Photoelastic Method Combined with Numerical Model*. Proc. 11th Biennial European Conference on Fracture, Poitiers, France, 1996, p. 1387-1392.
- [74] **LAMAGNERE, P.**, *Etude et modélisation de l'amorçage des fissures de fatigue de roulement au voisinage des microhétérogénéités dans l'acier M50 (80 Mo Cr V 4 1 1)*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1996, 181 p.
- [75] **LAMAGNERE P., GIRODIN D., MEYNAUD P., VERGNE F., VINCENT A.**, *Study of Elasto-Plastic Properties of Microheterogeneities by Means of Nanoindentation Measurements : Application to Bearing Steels*. Materials Science and Engineering, 1996, A215, p. 134-142.
- [76] **LAMAGNERE P., FOUGERES R., LORMAND G., VINCENT A., GIRODIN D., DUDRAGNE G., VERGNE F.**, *A Physically Based Model for Infinite Life of Rolling Bearings*. ASME Trans., J. Trib. (accepté 1996).

- [77] **LEIBENSPERGER, R. L., BRITAIN, T. M.**, *Shear Stresses Below Asperities in Hertzian Contact as Measured by Photoelasticity*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1973, Vol. 95, Series F, n° 3, p. 277-286.
- [78] **LEROY, J.-M., FLOQUET, A., VILLECHAISE, B.**, *Thermodynamical Behavior of Multilayered media: Theory*. ASME Trans., J. Trib., 1989, Vol. 111, p. 538-544.
- [79] **LITTMAN, W. E., WIDNER, R. L.**, *Propagation of Contact Fatigue From Surface and Subsurface Origins*. ASME Trans., J. Basic Eng., 1966, Vol. 88, Series D, n° 3, p. 624-635.
- [80] **LITTMAN, W. E., WIDNER, R. L., WOLFE, J. O., STOVER, J. D.**, *The Role of Lubrication of Contact Fatigue Cracks*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1968, Vol. 90, Series F, n° 1, p. 89-100.
- [81] **LITTMAN, W. E., KELLEY, B. W., ANDERSON, W. J., FEIN, R. S., KLAUS, E. E., SIBLEY, L. B., WINER, W. O.**, *Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue. Part III: Load-Life Exponent, Life Scatter, and Overall Analysis*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1976, Vol. 98, Series F, n° 2, p. 308-318.
- [82] **LORÖSCH, H. K.**, *Nouvelles connaissances acquises par des essais de fatigue sur des roulements*. Revue Technique du Roulement, 1976, n°1, p. 7-10
- [83] **LORÖSCH, H. K.**, *La durée du roulement exposé à différentes charges et conditions ambiantes*. La Technique du Roulement, 1981, n° 1981-1, p. 17-23.
- [84] **LUBRECHT, A. A.**, *Numerical Solution of the EHL Line and Point Contact Problem Using Multigrid Techniques*. Thèse de doctorat, Université de Twente, Enschede, Pays-Bas, ISBN 90-9001583-3, 1987, 219 p.
- [85] **LUBRECHT, A. A., BREUKING G. A. C., MOES H., Ten NAPEL W. E., BOSMA, R.**, *Solving Reynolds Equation for EHL Line Contacts by Application of a Multigrid Methods*. Contacts. Proc. 13th Leeds-Lyon Symp., Lyon, 1987, p. 175-182.
- [86] **LUBRECHT, A. A., VENNER, C. H., LANE, S., JACOBSON, B., IOANNIDES, E.**, *Surface Damage - Comparison of Theoretical and Experimental Endurance Lives of Rolling Bearings*. Proc. Jpn. Int. Trib. Conf., 1990, p. 185-190.
- [87] **LUBRECHT, A. A., IOANNIDES, E.**, *A Fast Solution of the Dry Contact Problem and the Associated Subsurface Stress Field, Using Multilevel Techniques*. ASME Trans., J. Trib., 1991, Vol. 113, n° 1, p. 128-133.
- [88] **LUBRECHT, A. A., DWYER-JOYCE, R. S., IOANNIDES, E.**, *Analysis of the Influence of Indentations on Contact Life*. in D. Dowson et al. Editors, Wear Particles, Amsterdam : Elsevier Science Publishers, 1992.
- [89] **LUNDBERG, G., PALMGREN, A.**, *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. London : Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, 1947, Vol. 1, n°3.
- [90] **MARTIN, H. M.**, *Lubrication of Gear Teeth*. Engineering (London), 1916, Vol. 102, p. 119-121.
- [91] **MARTIN, J. A., BORGESSE, S. F., EBERHARDT, A. D.**, *Microstructural Alterations of Rolling Bearing Steel Undergoing Cyclic Stressing*. ASME Trans., J. Basic Eng., 1966, Vol. 88, Series D, p. 555-567.
- [92] **MARTIN, J. A., EBERHARDT, A. D.**, *Identification of Potential Failure Nuclei in Rolling Contact Fatigue*. ASME Trans., J. Basic Eng., 1967, Vol. 87, p. 932-942.
- [93] **MAYEUR, C.**, *Modélisation de contact rugueux élastoplastique*. Thèse de docteur-ingénieur de l'INSA de Lyon, 1995, 179 p.
- [94] **MICHAU B., BERTHE D., GODET M.**, *Le pitting dans les mécanismes lubrifiés*. Ingénieurs de l'automobile, 1973, n° 1, p. 34-43.
- [95] **MICHAU, B., BERTHE, D., GODET, M.**, *Observation of the Oil Pressure Effects in Surface Crack Development*. Trib. Int., 1974, Vol. 7, n° 3, p. 119-122.

- [96] MICHAU, B., *Effet du champ de contraintes sur la fatigue des surfaces dans les contacts hertziens rugueux*. Thèse de docteur-ingénieur de l'UCB de Lyon, 1974, 262 p.
- [97] MICHAU B., BERTHE D., GODET M. *Les avaries dans les roulements*. Energie Fluide, 1974, n° 67, p. 47-56.
- [98] MILLER, G. R., KEER, L. M., *Interaction Between a Rigid Indenter and a Near-Surface Void or Inclusion*. ASME Trans., J. Appl. Mech., 1983, Vol. 50, p. 615-620.
- [99] MILLER, G. R., *A Preliminary Analysis of Subsurface Crack Branching Under a Surface Compressive Load*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1988., Vol. 110, n° 2, p. 292-297.
- [100] MURA, T., NAKASONE, Y., *A Theory of Fatigue Crack Initiation in Solids*. ASME Trans., J. Appl. Mech., 1990, Vol. 57, p. 1-6.
- [101] MURAKAMI, Y., KANETA, M., YATSUZUKA, H., *Analysis of Surface Crack Propagation in Lubricated Rolling Contact*. ASLE Trans., 1985, Vol. 28, p. 60-68.
- [102] MURAKAMI, Y., SAKAE, C., ICHIMARU, K., *Three-Dimensional Fracture Mechanics Analysis of Pit Formation Mechanism Under Lubricated Rolling-Sliding Contact Loading*. STLE Trib. Trans., 1994, Vol. 37, 3, p. 445-454.
- [103] NELIAS, D., NASARRE, F., FLAMAND, L., *Scuffing at Very High Speed and Low Normal Load: An Experimental Investigation*. Proc. Int. Trib. Conf., Yokohama, Japon, 1995, p. 187-192.
- [104] NELIAS D., *Etude expérimentale et théorique du micro-grippage dans les contacts élastohydrodynamiques*. Revue Générale de Thermique, Elsevier, 1997, Vol. 36, p. 26-39.
- [105] NELIAS D., DUMONT M.-L., COUHIER F., DUDRAGNE G., FLAMAND L., *Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 steels under EHL or micro-EHL conditions*. Trans. ASME, J. Trib. (accepté 1996).
- [106] PETROV, N. P. En russe (*Friction in Machine and Effect of the Lubricant*). Inzh. Zh., St Petersburg., 1883, Vol. 1, p 71-140.
- [107] PETRUSEVICH, A. I. En russe (*Fundamental Conclusion from the Hydrodynamic Contact Theory of Lubrication*). Izv. Akad., Nauk. SSSR (OTN), 1951, Vol. 2, 209 p.
- [108] PLUVINAGE, G., AVEL, J., *Influence de l'huile et de sa composition sur les phénomènes de fatigue des aciers à roulement et à engrenages*. SFM, Fatigue et Contacts Mécaniques, Paris, 1989, p 32-50.
- [109] RABBE, P., *Mécanismes et mécanique de la fatigue*. in C. Bathias et J.P. Baïlon, Eds, La Fatigue des Matériaux et des Structures, Paris : Collection Université de Compiègne, 1980, p 1-29.
- [110] REYNOLDS, O., *On the Theory of the Lubrication and its Application to Mr Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*. Phil. Trans. R. Soc., 1886, Vol. 177, p 157-234.
- [111] ROCHER, S., *Contribution à l'Analyse et à la Modélisation de la Propagation des Fissures Courtes dans l'Acier 100Cr6 soumis à la Fatigue de Roulement*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1994, 203 p.
- [112] SALEHIZADEH., H., SAKA, N., *The Mechanics of Crack Initiation at Hard Particles in Rolling Line Contacts*. ASME Trans., J. Trib., 1992, Vol. 114, n° 2, p. 341-347.
- [113] SANCHETTE, L., *Contribution à l'analyse et à la modélisation de l'amorçage des fissures dans l'acier 100Cr6 soumis à la fatigue de roulement*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1993, 203 p.
- [114] SAYLES, R. S., IOANNIDES, E., *Debris Damage in Rolling Bearings and its Effects on Fatigue Life*. ASME Trans., J. Trib., 1988, Vol. 110, n° 1, p. 26-31.
- [115] SCHIPPER, D. J., VROEGROP, P. H., DE GEE, A. W. J., BOSMA, R., *Micro-EHL in Lubricated Concentrated Contacts*. ASME Trans., J. Trib., 1990, Vol. 112, p. 392-397.

- [116] **SEABRA J., BERTHE D.** *Influence of surface waviness and roughness on elastohydrodynamic lubrication on line contacts.* ASLE Trans., 1987, Vol. 30, n° 4, p. 486-492.
- [117] **SEABRA J., BERTHE D.** *Influence of surface waviness and roughness on the normal pressure distribution in the Hertzian contact.* ASME Trans., J. Trib., 1987, Vol. 109, n° 3, p. 462-470.
- [118] **SEABRA, J.**, *Influence de l'ondulation des surfaces sur le comportement des contacts hertiens secs ou lubrifiés.* Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1988, 209 p.
- [119] **SODA, N., YAMAMOTO, T.**, *Effect of Tangential Traction and Roughness on Crack Initiation/Propagation During Rolling Contact.* ASLE Trans., 1982, Vol. 25, p. 198-206.
- [120] **STRIBECK, R.**, *Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit und Rollenlager.* Z. Ver. Dt. Ing., 1902, n°38, p. 1341-8, p. 1432-8, n°39, p. 1463-70.
- [121] **TALLIAN, T. E.**, *On Competing Failure Mode in Rolling Contact.* ASLE Trans., 1967, Vol. 10, n° 4, p. 418-439.
- [122] **TALLIAN, T. E.**, *A Unified Model for Rolling Contact Life Prediction.* ASME Trans., J. Trib., 1982, Vol. 104, p. 336-346.
- [123] **TALLIAN, T. E.**, *Fatigue par contact roulant.* La Revue des Roulements, 1984, n° 217, p. 5-13.
- [124] **TALLIAN, T. E.**, *Rolling Bearing Life Prediction. Corrections for Material and Operating Conditions. Part I: General Model and Basic Life.* ASME Trans., J. Trib., 1988, Vol. 110, n° 1, p. 2-12.
- [125] **TALLIAN, T. E.**, *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements.* New-York : ASME Press., 1992, 404 p.
- [126] **TALLIAN, T. E.**, *Spalling Life Model with Relaxed Distribution Constraints, for Rough Hertz Line Contacts.* ASME Trans., J. Trib., 1993, Vol. 115, n° 3, p. 453-459.
- [127] **TANAKA, K., MURA, T.**, *A Dislocation Model for Fatigue Crack Initiation.* ASME Trans., J. Appl. Mech, 1981, Vol. 48, p. 97-103.
- [128] **TOWER, B.**, *First Report on Friction Experiments (Friction of Lubricated Bearings).* Proc. Inst. Mech. Eng., 1883, p. 632-659.
- [129] **TOWER, B.**, *Second Report on Friction Experiments (Experiments on the Oil Pressure in a Bearing).* Proc. Inst. Mech. Eng., 1885, p. 58-70.
- [130] **VENNER, C. H.**, *Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems.* Thèse de doctorat, Université de Twente, Pays-Bas, 1991, 318 p.
- [131] **VENNER, C. H., COUHIER, F., LUBRECHT, A. A., GREENWOOD, J. A.**, *Amplitude Reduction of Waviness in Transient EHL Line Contacts.* Proc. 23th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1996, p. 391-396.
- [132] **VERGNE, F.**, *Calcul des déplacements et des contraintes dans un demi-espace élastique chargé en surface par des actions distribuées normales et tangentielles quelconques.* Mémoire de D.E.A., INSA de Lyon, Laboratoire de Mécanique des Contacts, 1985, 61 p.
- [133] **VERGNE, P., NELIAS, D.**, *Tribological and Rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant.* Proc. the Int. Trib. Conf., Yokohama, Japon, 1995, p. 691-696.
- [134] **VINCENT A., LORMAND G., LAMAGNERE P., GOSSET L., GIRODIN D., DUDRAGNE G., FOUGERES R.**, *From White Etching Areas around Inclusions to Crack Nucleation in Bearing Steels under Rolling Contact Fatigue.* 5th Symposium on Bearing Steels, ASTM STP 1327, J.J.C. Hoo, Ed., American Society for Testing Materials, New Orleans, 1997.
- [135] **VIVENSANG, M.**, *Comportement en fatigue de deux nuances d'acier 35CD4 - Cumul d'endommagement - Aspect microstructural de l'endommagement.* Thèse de doctorat, ENSAM de Bordeaux, 1994, 197 p.

-
- [136] **VOSKAMP, A. P.**, *Material Response to Rolling Contact Loading*. ASME Trans., J. Trib., 1985, Vol. 107, p. 359-366.
- [137] **WAY, S.**, *Pitting Due to Rolling Contact*. ASME Trans., J. Appl. Mech., 1935, Vol. 2, p. A49-A58.
- [138] **WEBSTER, M. N., NORBART, C. J. J.**, *An Experimental Investigation of Micropitting Using a Roller Disk Machine*. STLE Preprint, 1995, n° 95-AM-8B-1.
- [139] **WEBSTER, M. N., SAYLES, R. S.**, *A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of Real Rough Surfaces*. ASME Trans., J. Trib., 1986, Vol. 108, n°2, p. 314-320.
- [140] **WILSON, W. R. D., SHEU, S.**, *Effect of Inlet Shear Heating Due to Sliding on Elastohydrodynamic Film Thickness*. ASME Trans., J. Lubr. Tech., 1983, Vol. 105, n° 3, p. 187-188.
- [141] **XIAOGANG, L., QING, C., ERYU, S.**, *Initiation and Propagation of Case Crushing Cracks in Rolling Contact Fatigue*. Wear, 1988, Vol. 122, p. 33-43.
- [142] **YAMATSHITA, N., MURA, T., CHENG, H. S.**, *Effect of Stresses Induced by a Spherical Asperity on Surface Pitting in Elastohydrodynamic Contacts*. ASLE Trans., 1985, Vol. 28, p. 11-20.
- [143] **YOSHIOKA, T.**, *Clarification of Rolling Contact Fatigue Process by Observation of Acoustic Emission and Vibration*. Jpn. J. Trib., 1994, Vol. 39, n° 8, p. 944-950.
- [144] **ZHOU, R. S., CHENG, H. S., MURA, T.**, *Micropitting in Rolling and Sliding Contact Under Mixed Lubrication*. ASME Trans., J. Trib., 1989, Vol. 111, n° 4, p. 605-613.

ANNEXES

ANNEXE 1 : GLOSSAIRE DE LA FATIGUE DE ROULEMENT

Fatigue de roulement (chapitre 1, §4.) :

Phénomène de détérioration du matériau se manifestant dans un contact soumis à des conditions cinématiques proches du roulement pur et à une sollicitation cyclique dont l'intensité est inférieure à la contrainte σ_r de rupture du matériau.

Il peut être décomposé en 2 étapes :

- l'amorçage de microfissures dues à l'accumulation locale de dislocations dans les massifs en contact,
- la propagation de macrofissures, formées à partir des microfissures, se produisant sous la répétition des charges.

Il existe des fatigues olygocycliques (nombre de cycles inférieurs à 10^6 cycles) et des fatigues polycycliques (nombre de cycles supérieurs à 10^7 cycles).

Écaille (chapitre 1, §4.2.1. - §4.2.2.):

Avarie résultant de la fatigue de roulement et se présentant sous la forme de cratères à l'échelle du contact. Une écaille provient de la propagation de fissures de fatigue dans le champ de contraintes de Hertz. Elle peut être amorcée en surface ou en sous-couche.

Micro-écaille (chapitre 1, §4.2.3.):

Avarie résultant de la fatigue de roulement et se manifestant par la formation d'une surface de contact lustrée, de microfissures et de cratères à l'échelle des rugosités des surfaces. Une micro-écaille provient de la propagation de fissures de fatigue dans les champs de contraintes locaux situés à proximité de la surface et dus principalement aux défauts de surface. Elle peut être amorcée en surface ou à proximité.

Fissure (chapitre 1, §4):

Résultante d'un phénomène local de rupture plastique dans les zones du matériau où la contrainte de cisaillement cyclique est élevée. Les déformations plastiques locales engendrées par les mouvements de dislocations le long de bandes de glissement, de joints de grains ou à l'interface avec des inclusions peuvent aboutir à l'amorçage de fissures quand la densité de dislocations atteint une taille critique.

Grippage (chapitre 2, §5.2.1.):

Phénomène de détérioration du matériau se manifestant dans un contact soumis à des conditions de fonctionnement très sévères de glissement et/ou de chargement quand la combinaison « charge normale, vitesse de glissement » excède une certaine limite. Cette limite est fonction de paramètres favorables (charge, vitesse de glissement, rugosité, température) et défavorables (vitesse de roulement, propriétés du lubrifiant, activité chimique).

Il se manifeste par la présence de vibrations, de fumées et par l'augmentation brutale du coefficient de frottement.

ANNEXE 2 : CAPTEURS DE VITESSE A RELUCTANCE VARIABLE

1. Caractéristiques techniques

Tension en sortie : 60 V crête à crête

Résistance maximum : 390 Ω

Inductance maximum : 75 mh

Gamme de température : -70°/+110°C

Largeur embout métallique : 0.25 mm

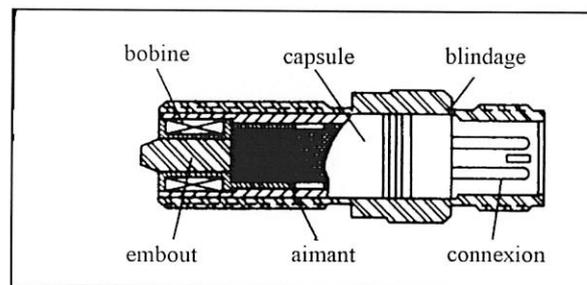


Fig. 1 : Schéma descriptif

2. Performances

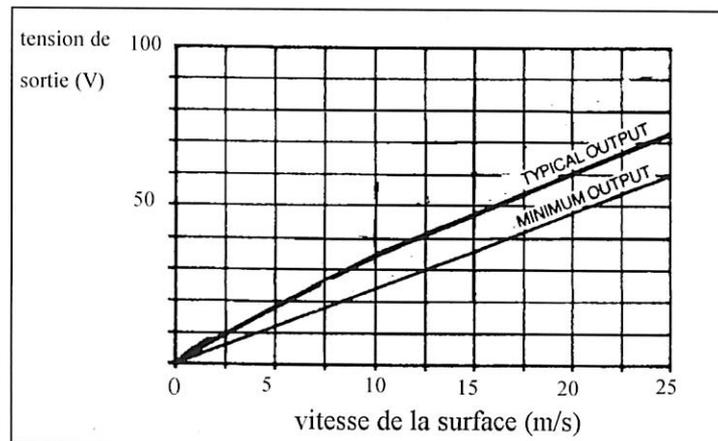


Fig. 2 : Tension de sortie type

La courbe de la figure 2 montre les performances des capteurs en fonction des vitesses de rotation.

Ce type de capteur a certaines spécificités détaillées ci-dessous :

- la surface à surveiller doit être ferromagnétique,
- le capteur doit être maintenu à une position relative constante de cette surface,
- l'entrefer doit être inférieur au millimètre,
- la sensibilité du capteur est d'autant plus grande que l'entrefer est petit,

- la sensibilité est d'autant plus grande que la vitesse tangente de la surface par rapport au capteur est importante,
- la plage de température admissible par le capteur est située entre -70°C et $+110^{\circ}\text{C}$.

Les qualités spécifiques de ce type de capteur sont la conséquence de l'absence de liaison mécanique entre le capteur et la surface. Elles se traduisent par :

- une bande passante étendue,
- une grande finesse due aux forces très faibles exercées sur l'objet par le dispositif de mesure,
- une fiabilité accrue puisqu'il n'y a pas dans le capteur de pièces mobiles susceptibles d'usure ou de jeu, et pas de contact entre le capteur et la surface à contrôler,
- une isolation galvanique entre le circuit de mesure et l'objet qui se déplace.

Les principaux inconvénients sont :

- une étendue de mesure généralement faible, de l'ordre du millimètre (distance entre le capteur et la surface),
- un fonctionnement non linéaire,
- la nécessité pour la surface d'être ferromagnétique,
- et surtout la dépendance du signal vis à vis de la forme, des dimensions et du matériau de la cible ainsi que de son environnement, rendant nécessaire un étalonnage dans les conditions particulières d'emploi.

ANNEXE 3 : MESURE DES SIGNAUX ANALOGIQUES ET DES FREQUENCES

1. Mesure des tensions d'entrée analogiques

Ceci concerne la mesure des tensions provenant des capteurs électromagnétiques placés en regard des surfaces et du capteur de force mesurant la force de frottement dans le contact.

Paramètre	Symbole	Capteur	Instrument de mesure	Précision
Variation de l'entrefer capteur-surface	V	Capteur à réluctance variable (Electro Chicago)	logiciel d'acquisition du signal	
Force de frottement	T	Cellule de charge à jauge de contrainte (Sédème)	Conditionneur et logiciel d'acquisition du signal	$\pm 0.5 \text{ N}$
Vitesse de rotation	ω_i	Capteur à réluctance variable (Electro Chicago)	Tachymètre et logiciel d'acquisition du signal	$\pm 1 \text{ tr/min}$

Tab. 1 : Tensions mesurées

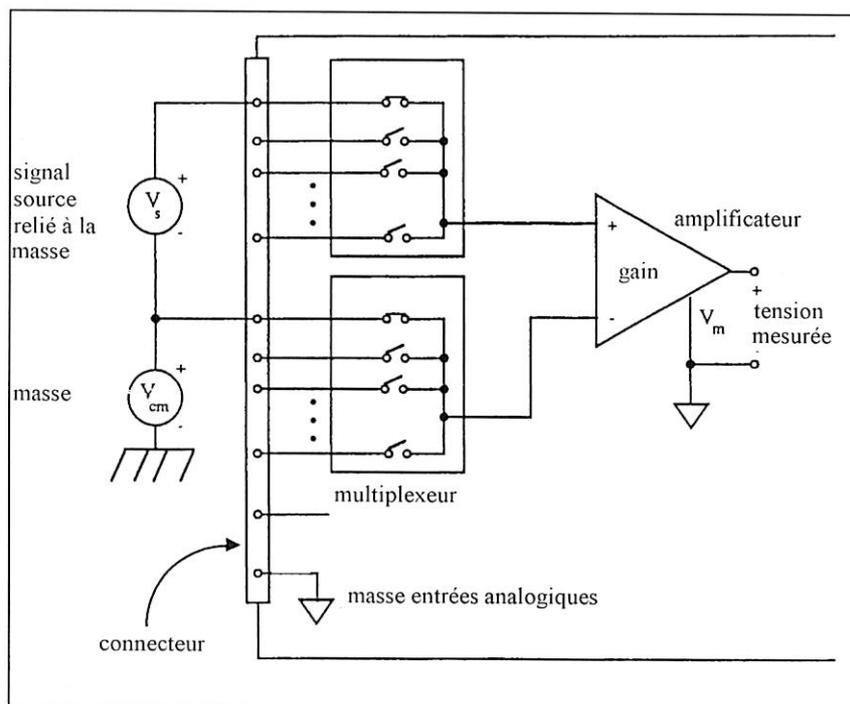


Fig. 1 : Entrée différentielle pour les signaux reliés à la masse

Pour la mesure du frottement, le schéma de la figure 1 schématise le type de branchement effectué car le signal provient d'un conditionneur relié à la masse. Par contre pour les relevés de surface, le signal n'étant pas référencé par rapport à la masse, c'est le schéma de la figure 2 qui est utilisé. Il est nécessaire de polariser l'amplificateur pour empêcher toute saturation.

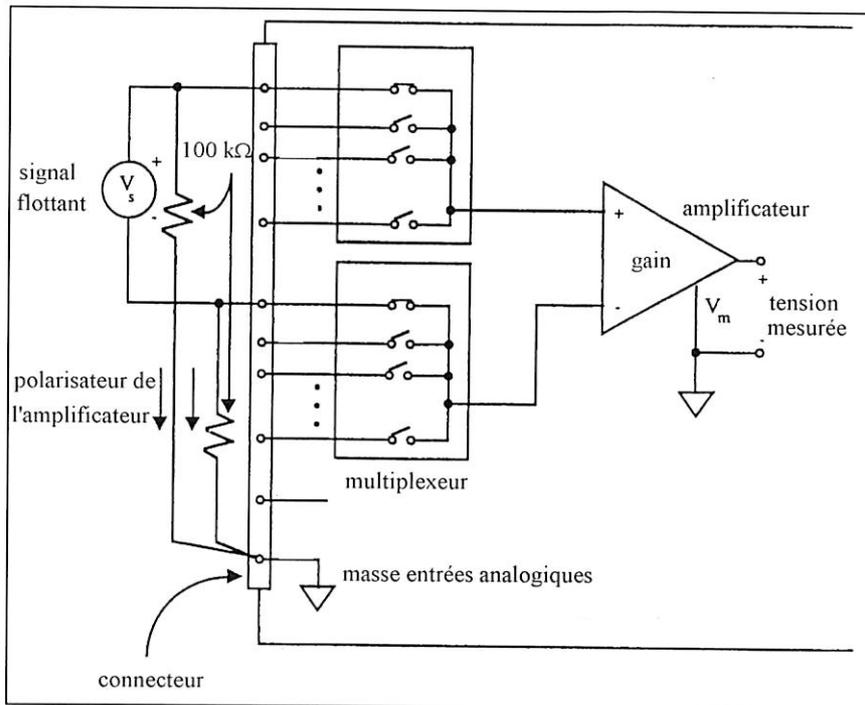


Fig. 2 : *Entrée différentielle pour les signaux non référencés par rapport à la masse*

Le taux d'échantillonnage maximum est de 500 kéch/s. La tension maximum ($V_s + V_m$) est de $\pm 11V$. Les signaux provenant des surfaces sont transmis bruts car leur tension est suffisamment élevée. Les signaux provenant du capteur de force doivent être amplifié.

2. Mesure des fréquences de rotation des moteurs

La mesure des vitesses est effectuée grâce à des capteurs électromagnétiques placés en regard de roues dentées situées en bout d'arbre de chacun des moteurs. Ces capteurs délivrent une tension de forme créneau, conditionnée et transmise aux entrées de la carte sous la forme d'un signal TTL. Le signal doit être conditionné de telle manière à ce que ses niveaux hauts et bas soit caractéristiques d'un signal TTL.

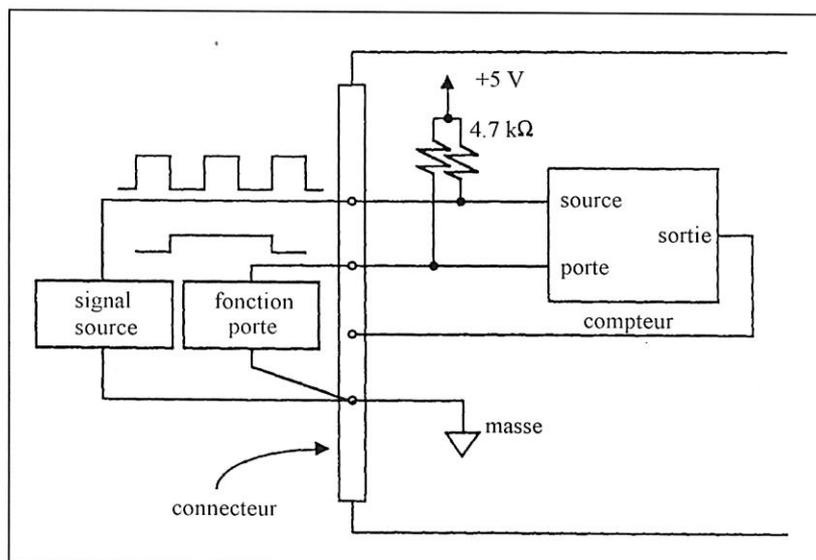
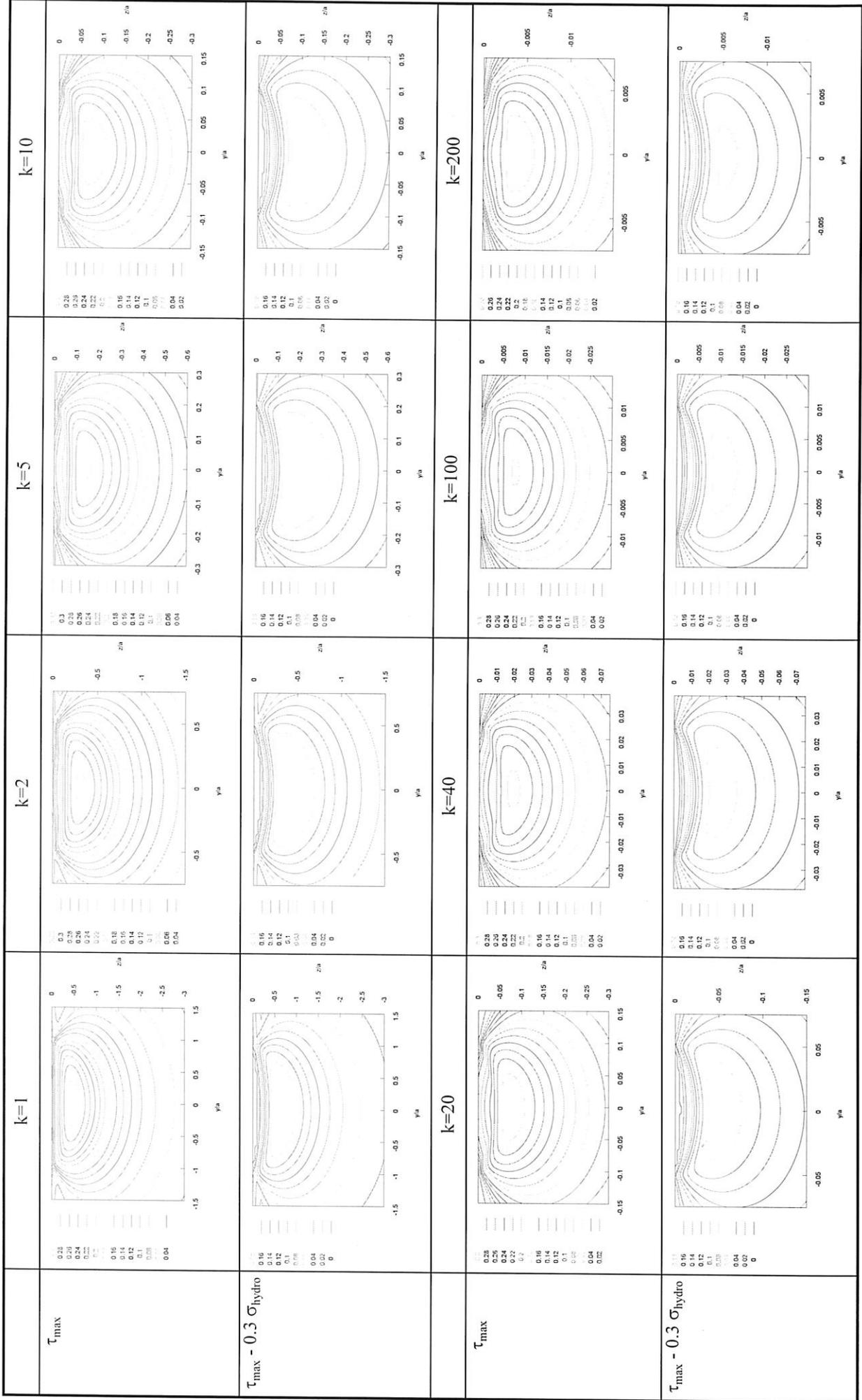


Fig. 3 : *Entrée des signaux TTL pour la mesure des fréquences de rotation*

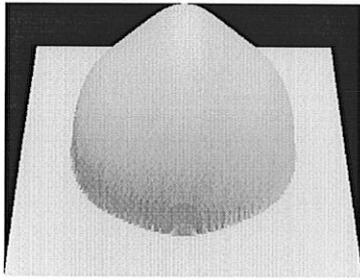
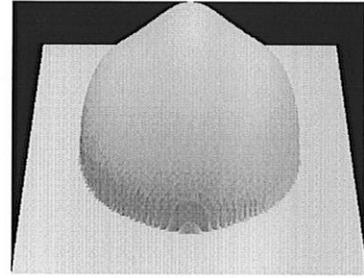
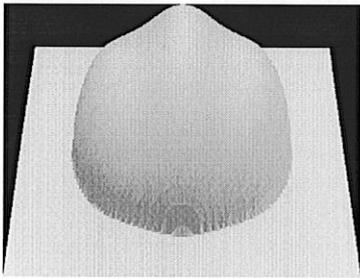
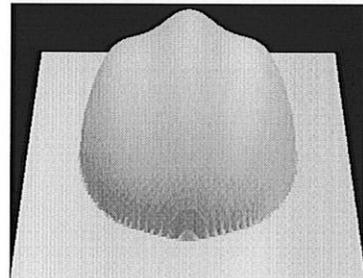
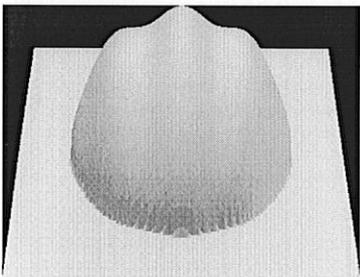
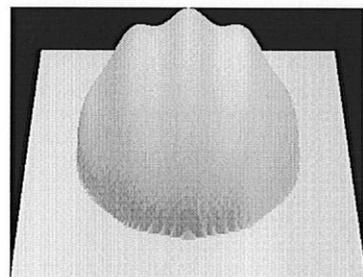
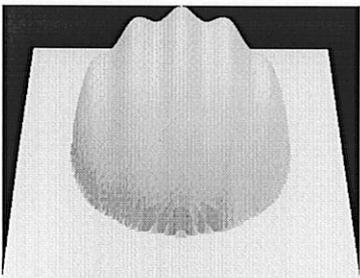
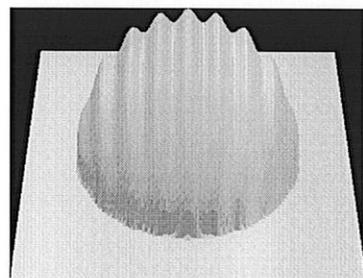
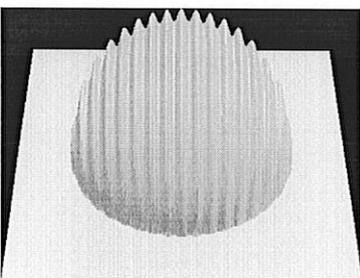
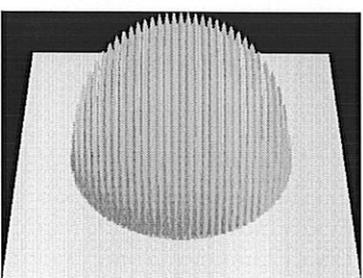
Le signal TTL est transmis par la source. Le compteur est programmé de telle sorte à compter dans un intervalle défini par le signal transmis à la fonction porte. La fréquence maximale admissible est de 20 MHz. Chaque roue étant constituée de 60 dents, les fréquences transmises sont largement en dessous de cette limite.

ANNEXE 4 : REPARTITION DES CONTRAINTES DANS UN CONTACT EN
FONCTION DU RAPPORT D'ELLIPSE

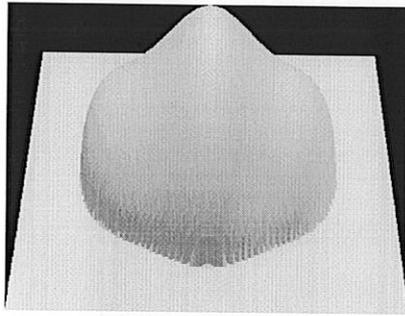
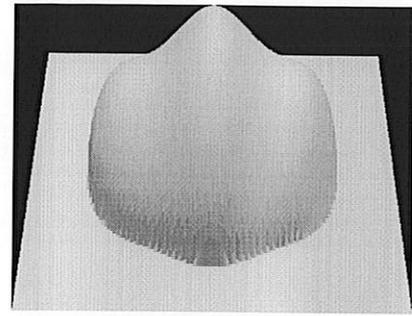
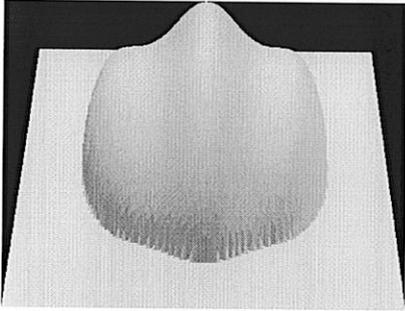
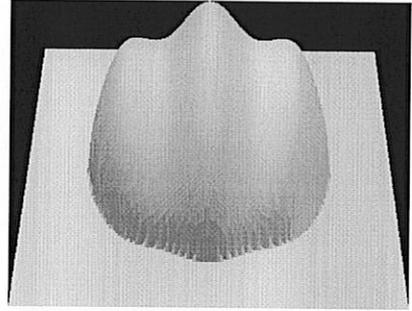
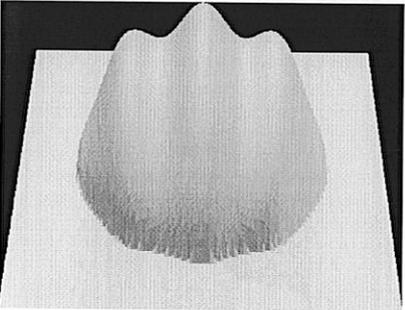
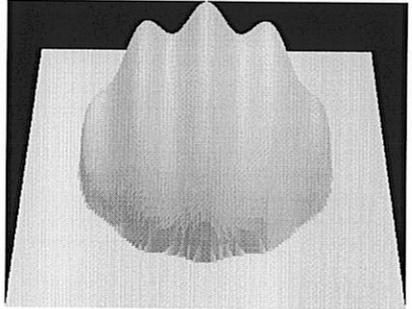
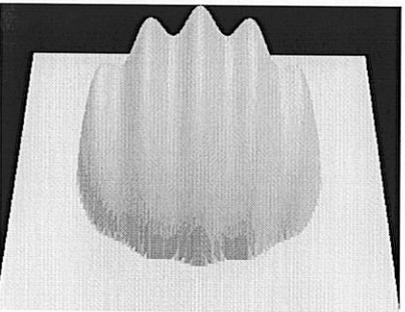
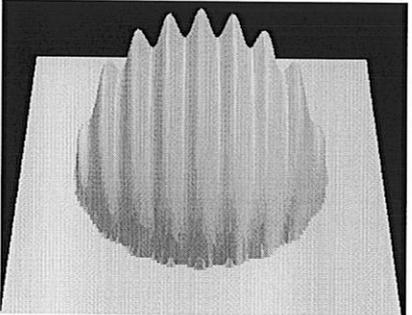
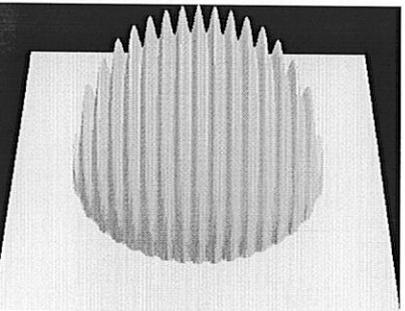
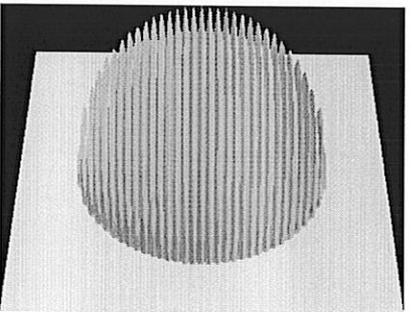


τ_{max} et $\tau_{max} - 0.3 \sigma_{hydro}$ dans le plan yOz

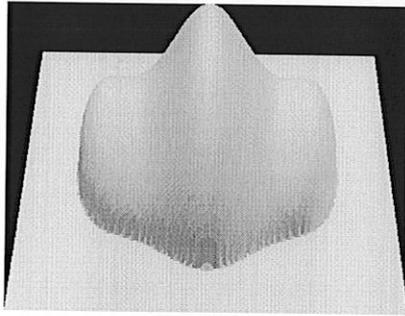
ANNEXE 5 : CONTACT SEC - PRESSION NORMALE

 $\lambda/c = 1$  $\lambda/c = 0.9$  $\lambda/c = 0.8$  $\lambda/c = 0.7$  $\lambda/c = 0.6$  $\lambda/c = 0.5$  $\lambda/c = 0.4$  $\lambda/c = 0.25$  $\lambda/c = 0.125$  $\lambda/c = 0.062$

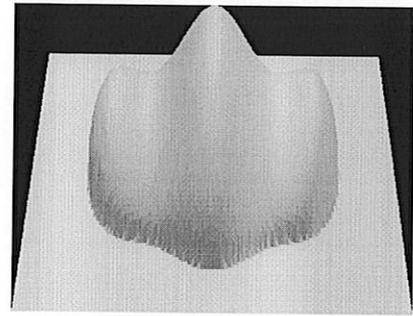
Distribution de pression dans un contact ondulé sec - $A^/\lambda^* = 0.01$*

 $\lambda/c = 1$  $\lambda/c = 0.9$  $\lambda/c = 0.8$  $\lambda/c = 0.7$  $\lambda/c = 0.6$  $\lambda/c = 0.5$  $\lambda/c = 0.4$  $\lambda/c = 0.25$  $\lambda/c = 0.125$  $\lambda/c = 0.0625$

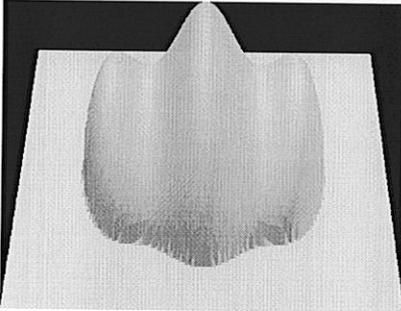
Distribution de pression dans un contact ondulé sec - $A^/\lambda^* = 0.02$*



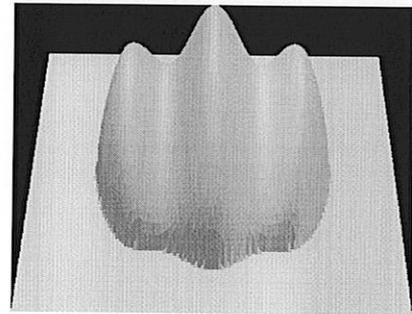
$$\lambda/c = 1$$



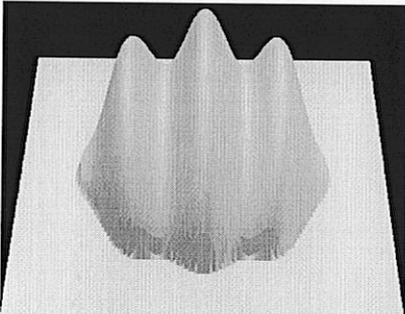
$$\lambda/c = 0.9$$



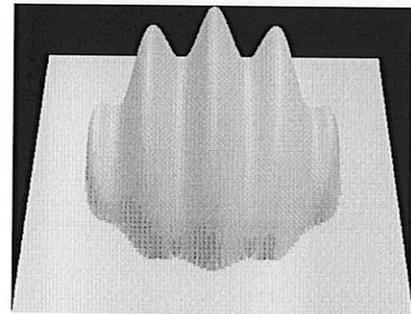
$$\lambda/c = 0.8$$



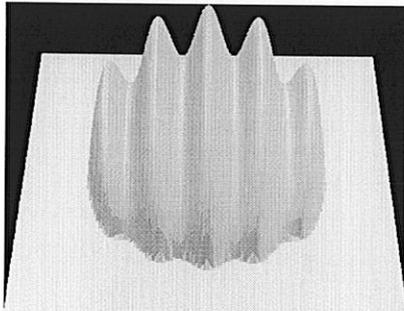
$$\lambda/c = 0.7$$



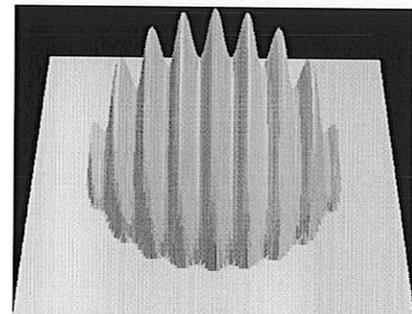
$$\lambda/c = 0.6$$



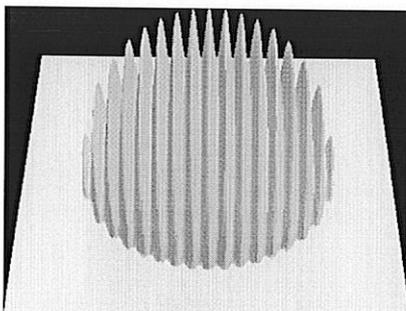
$$\lambda/c = 0.5$$



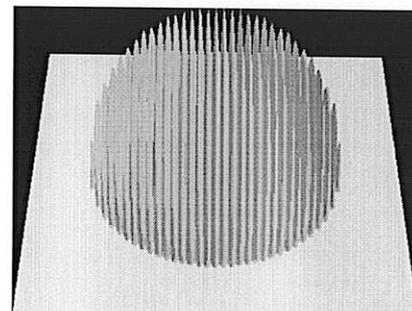
$$\lambda/c = 0.4$$



$$\lambda/c = 0.25$$

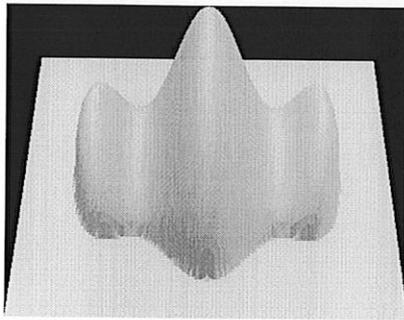


$$\lambda/c = 0.125$$

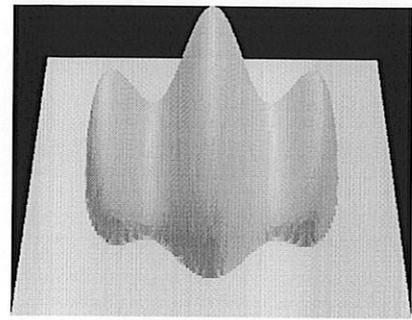


$$\lambda/c = 0.0625$$

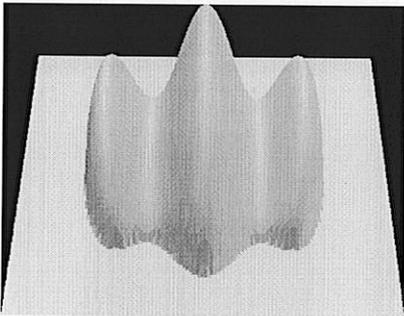
Distribution de pression dans un contact ondulé sec - $A^/\lambda^* = 0.04$*



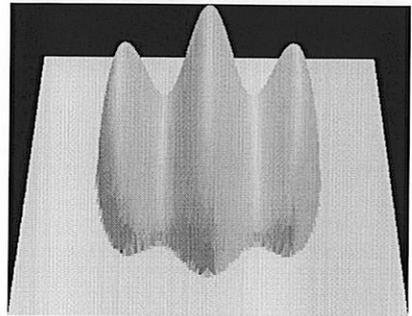
$$\lambda/c = 1$$



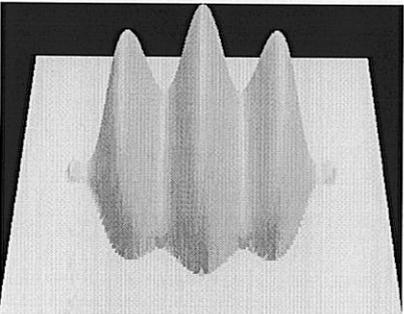
$$\lambda/c = 0.9$$



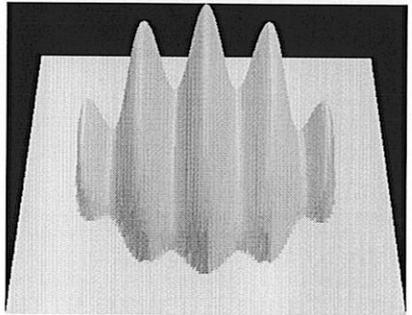
$$\lambda/c = 0.8$$



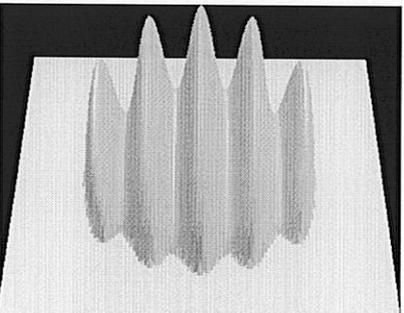
$$\lambda/c = 0.7$$



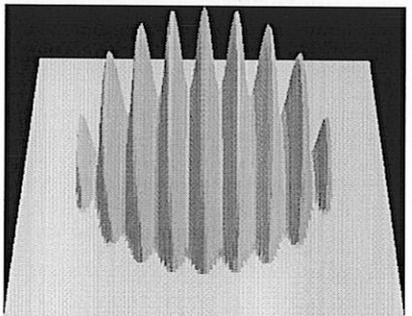
$$\lambda/c = 0.6$$



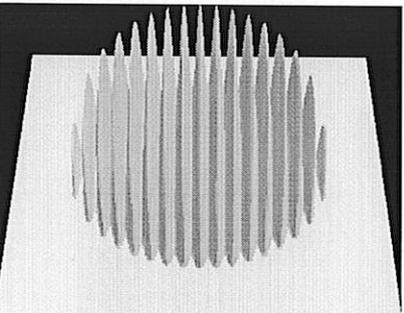
$$\lambda/c = 0.5$$



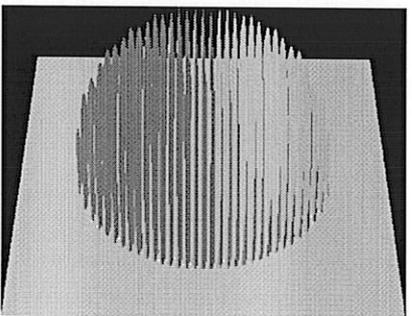
$$\lambda/c = 0.4$$



$$\lambda/c = 0.25$$



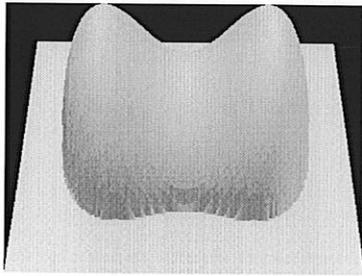
$$\lambda/c = 0.125$$



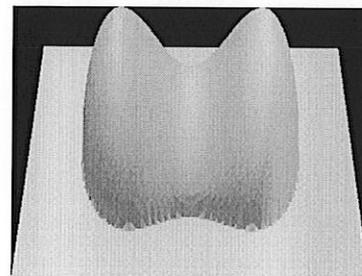
$$\lambda/c = 0.0625$$

Distribution de pression dans un contact ondulé sec - $A^/\lambda^* = 0.08$*

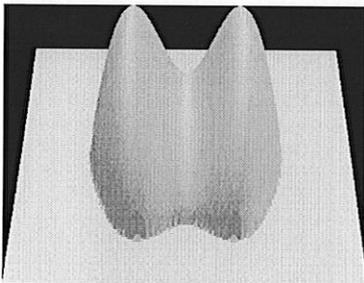
ANNEXE 6 : CONTACT SEC - PRESSION NORMALE



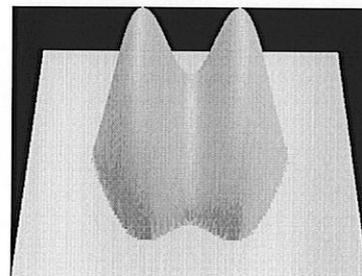
$$\lambda/c = 2$$



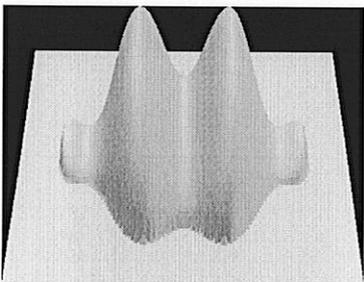
$$\lambda/c = 1.5$$



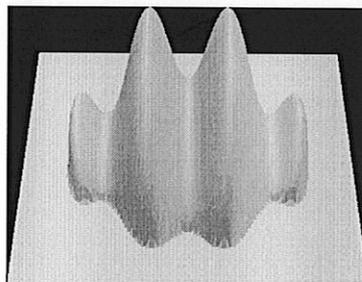
$$\lambda/c = 1$$



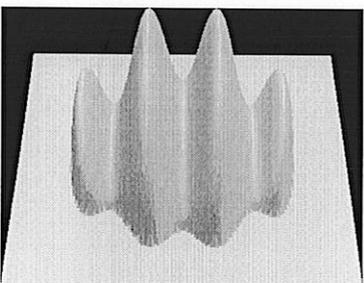
$$\lambda/c = 0.9$$



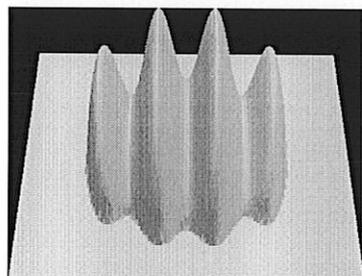
$$\lambda/c = 0.8$$



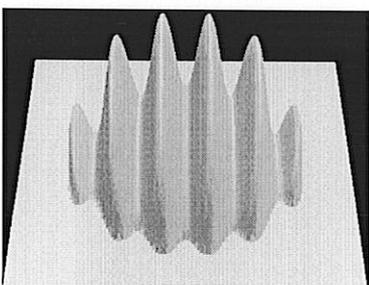
$$\lambda/c = 0.7$$



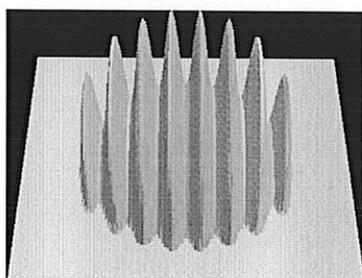
$$\lambda/c = 0.6$$



$$\lambda/c = 0.5$$



$$\lambda/c = 0.4$$



$$\lambda/c = 0.25$$

Distribution de pression dans un contact ondulé sec - $A^/\lambda^* = 0.08$*

FOLIO ADMINISTRATIF

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

NOM : DUMONT (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE DE SOUTENANCE 27 mars 1997
Prénoms : Marie-Laure	
TITRE : ETUDE DES ENDOMMAGEMENTS DE SURFACE INDUITS PAR FATIGUE DE ROULEMENT DANS LES CONTACTS ELASTOHYDRODYNAMIQUES POUR DES ACIERS M50 ET 100Cr6	
NATURE : Doctorat Formation doctorale : MECANIQUE	Numéro d'ordre : 97 ISAL 0024
cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis	CLASSE :
RESUME : Ce travail est consacré à la caractérisation des sollicitations et des endommagements induits par fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques. Dans un premier temps, nous avons abordé la fatigue de roulement par des simulations expérimentales. Nous avons étudié l'influence de différents paramètres : nuance d'acier (M50 et 100Cr6), état de surface, pression de contact et frottement en surface. Pour cela, nous avons développé une procédure expérimentale et un dispositif de surveillance in-situ de la dégradation des surfaces en contact. Un système de détection par ultrasons a été également utilisé pour étudier le développement de la fatigue autour des inclusions présentes dans les aciers. Finalement, nous proposons des hypothèses sur les modes de formation des avaries observées et sur le rôle des paramètres d'essais. Dans un second temps, nous avons développé une méthode numérique permettant de calculer rapidement les sollicitations dans un massif élastique semi-infini. La distribution de contraintes pour un contact avec des surfaces réelles a été obtenue. Nous avons montré en particulier l'influence de la topographie des surfaces et du frottement pour deux configurations de contact : le contact élastohydrodynamique rugueux cylindre/plan et le contact sec rugueux ellipsoïde/plan. Des données sur le comportement microplastique de l'acier M50 ont été utilisées pour analyser les sollicitations calculées. Ce travail apporte une contribution à la prédiction de durée de vie des contacts élastohydrodynamiques tels qu'ils existent dans les roulements ou les engrenages.	
MOTS-CLES : Fatigue, Lubrification élastohydrodynamique, Rugosité, Acier roulement, Frottement, Avarie, Fissure, Contrainte contact	
Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts (LMC) UMR CNRS 5514	
Directeur de thèse : Professeur Louis Flamand	
Président de jury : R. Fougères	
Composition du jury : H.S. Cheng, G. Dudragne, L. Flamand, R. Fougères, A.A. Lubrecht, D. Nélias, G. Paty, J. Petit, B. Villechaise, A. Vincent.	