



HAL
open science

Modélisation numérique multi-échelles des contacts lubrifiés

Nicolas Fillot

► **To cite this version:**

Nicolas Fillot. Modélisation numérique multi-échelles des contacts lubrifiés. Génie mécanique [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2012. tel-00932361

HAL Id: tel-00932361

<https://theses.hal.science/tel-00932361>

Submitted on 16 Jan 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° HDR 2012 002

Mémoire

d' **H**abilitation à **D**iriger des **R**echerches

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Et

Université Claude Bernard Lyon 1

Modélisation numérique multi-échelles des contacts lubrifiés

*Aux frontières de la mécanique (des fluides, des solides),
de la thermique, de la physique de la matière*

Présenté par

Nicolas FILLOT

Ingénieur INSA de Lyon
Docteur en Génie Mécanique
Maître de Conférence INSA de Lyon

Présentée le 16 janvier 2012 devant la commission d'examen :

L. BOCQUET	Professeur, Université Claude Bernard Lyon 1	
F. CHINESTA	Professeur, Ecole Centrale de Nantes	<i>Rapporteur</i>
D. DUREISSEIX	Professeur, INSA de Lyon	
I. IORDANOFF	Professeur, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers	
J.-F. MOLINARI	Professeur, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne	<i>Rapporteur</i>
J. TICHY	Professeur, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, USA	<i>Rapporteur</i>
P. VERGNE	Directeur de Recherche, CNRS – INSA de Lyon	

Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures, UMR CNRS-INSA 5259

Sommaire

Préambule	7
Synthèse scientifique.....	11
Nomenclature	12
Entrée en matière.....	14
1. Modélisation Eléments Finis du contact élastohydrodynamique et applications.....	17
1.1 Une approche originale pour modéliser le contact lubrifié	17
1.1.1 Modèle isotherme newtonien	17
1.1.2 Prise en compte des effets non-newtoniens et thermiques	21
1.1.3 Bilan	26
1.2 Application au contact collet-rouleau.....	26
1.2.1 La réalité du contact pivotant de grande dimension.....	26
1.2.2 Modélisation du contact EHD avec pivotement.....	31
1.2.3 Résultats numériques et analyses	34
1.2.4 Bilan	40
1.3 Au-delà de Reynolds	41
1.3.1 Analyse des situations à forts taux de glissement	41
1.3.2 Autour du contact lubrifié	45
1.3.3 Bilan	48
2. Modélisation à l'échelle moléculaire du contact lubrifié, vers une analyse multi-échelles	49
2.1 Pourquoi une modélisation à cette échelle ?.....	49
2.2 Mise en place d'un modèle de lubrification à l'échelle nano	50
2.2.1 La méthode Dynamique Moléculaire : principe, <i>soft</i> et <i>hardware</i>	51
2.2.2 Le contact lubrifié à l'échelle nanométrique	52
2.2.3 Potentiels d'interaction.....	52
2.2.4 Thermostats et dissipation d'énergie.....	53
2.3 Effets spécifiques aux nano-échelles.....	55
2.3.1 Etat des lieux	55
2.3.2 Focus sur le glissement : rôle du lubrifiant et des surfaces	59
2.3.3 Vers des contacts réalistes.....	64
2.3.4 Bilan	68
2.4 Une analyse multi-échelles de la lubrification	68
2.4.1 Position du problème multi-échelles	68
2.4.2 Quantification du glissement.....	70
2.4.3 Implémentation dans un modèle continu.....	73
2.4.4 Conséquence du glissement sur l'épaisseur de film et le frottement.....	73
2.4.5 Bilan	75

3.	Des directions pour le futur	77
3.1	Le contact lubrifié dans son environnement.....	77
3.1.1	Ménisques et sous-alimentation	77
3.1.2	Interaction avec le mécanisme	78
3.2	Au cœur de l’interface	80
3.2.1	Lubrification confinée et lubrification limite	80
3.2.2	Le Graal de la lubrification mixte	80
3.3	Bilan	81
	Références bibliographiques	82

Synthèse des activités d’enseignant-chercheur.....89

1.	Curriculum Vitae	90
2.	Activités de Recherche	91
2.1	Encadrement	91
2.1.1	Encadrement de thèses de doctorat	91
2.1.2	Encadrement d’autres étudiants	93
2.2	Bilan des projets de recherche	94
2.2.1	Lubrification solide	94
2.2.2	Lubrification élastohydrodynamique	95
2.2.3	Lubrification à l’échelle nanométrique	96
2.3	Reconnaitances internationales	97
2.4	Production scientifique	98
2.4.1	Thèse de doctorat	98
2.4.2	Liste des publications	98
2.4.3	Liste des congrès	100
3.	Activités d’enseignement	104
3.1	Période 2001-2005.....	104
3.1.1	Monitorat.....	104
3.1.2	Attaché Temporaire d’Enseignement et de Recherche (ATER)	104
3.2	Depuis 2005.....	105
3.2.1	3 ^{ème} année GMD	105
3.2.2	4 ^{ème} année GMD	106
3.2.3	5 ^{ème} année GMD	106
3.2.4	Hors département GMD	107
4.	Responsabilités collectives.....	108
4.1	Responsabilités liées à la recherche	108
4.1.1	Informatique et calcul numérique au laboratoire.....	108
4.1.2	Leeds-Lyon Symposium on Tribology	108
4.1.3	Animations et expertises scientifiques diverses	108
4.2	Responsabilités liées à l’enseignement	109
4.2.1	Sélection et accompagnement des étudiants	109
4.2.2	Mise en place de nouveaux enseignements.....	109

4.2.3	Responsabilité de plate-forme pédagogique.....	109
4.2.4	Conseil des Etudes du département GMD	110
4.3	Responsabilités transverses	110
4.3.1	A l'INSA de Lyon.....	110
4.3.2	Hors INSA.....	110

Préambule

« Le texte définissant l'Habilitation à Diriger des Recherches (arrêté du 23 novembre 1988) précise que ce diplôme sanctionne la reconnaissance du haut niveau scientifique du candidat, du caractère original de sa démarche dans un domaine de la science, de son aptitude à maîtriser une stratégie de recherche dans un domaine scientifique ou technologique suffisamment large et de sa capacité à encadrer de jeunes doctorants. »

« Pourquoi passer une Habilitation à Diriger des Recherches », communiqué du Comité Consultatif des Etudes Doctorales, INSA de Lyon, le 5 mai 2005.

Ce mémoire d'Habilitation à Diriger les Recherches marque un bilan, scientifique mais aussi humain, des activités de recherche et d'enseignement que j'ai eu la chance de mener depuis ma nomination à l'INSA de Lyon sur un poste de Maître de Conférence, en 2005 :

- au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS), dans l'équipe Tribologie et Mécanique des Interfaces (TMI), où j'ai travaillé plus particulièrement sur la modélisation des contacts lubrifiés dans le groupe Modèles de Lubrification et Lubrifiants (ML²),
- au département Génie Mécanique Développement (GMD), où j'ai effectué l'essentiel de mon enseignement, tourné également vers la tribologie et la modélisation numérique.

Le présent document se compose donc d'une première partie à caractère scientifique, où la démarche scientifique adoptée autour des deux grands thèmes de modélisations (continues et discrètes) est développée, avant de laisser place à une réflexion sur les projets futurs. La deuxième partie est, quand à elle, dédiée à un bilan administratif (et quasiment comptable en termes de production scientifique, de valorisation, d'enseignement, etc.) de mes activités d'enseignant-chercheur.

Pour clore ce préambule, et sans citer les plusieurs dizaines de personnes qui m'ont entouré et souvent soutenu dans ces activités, j'aimerais concentrer mes remerciements sur celles sans qui ce document n'aurait certainement pas été le même :

- Les doctorants, car outre leurs apports scientifiques évidents dans les prochaines pages, ils m'ont permis de développer peu à peu des qualités de gestionnaire, à la fois sur le plan humain et matériel, d'une petite équipe de jeunes chercheurs. Un grand merci donc à (dans l'ordre d'arrivée) : Wassim Habchi, Hervé Dormois, Hassan Berro, Vincent Bruyère, Thomas Doki-Thonon, Daniele Savio ... Les performances de ces dernières années vous sont dues en bonne partie !
- Philippe Vergne a su donner un cadre à ma démarche scientifique à travers le groupe ML², m'accompagnant dans la plupart des responsabilités que je prenais années après années, et me soutenant sur des thématiques parfois risquées.
- La confiance accordée par Guillermo Morales-Espejel a été sans faille sur nombre de projets abordés ici, et son support sur le plan scientifique (HDR soutenue en 2009 et

de nombreuses thèses co-encadrées), mais aussi financier à travers le groupe SKF, a été déterminant.

Synthèse scientifique

Nomenclature	12
Entrée en matière.....	14
1. Modélisation Eléments Finis du contact élastohydrodynamique et applications.....	17
1.1 Une approche originale pour modéliser le contact lubrifié	17
1.2 Application au contact collet-rouleau.....	26
1.3 Au-delà de Reynolds	41
2. Modélisation à l'échelle moléculaire du contact lubrifié, vers une analyse multi-échelles	49
2.1 Pourquoi une modélisation à cette échelle ?.....	49
2.2 Mise en place d'un modèle de lubrification à l'échelle nano.....	50
2.3 Effets spécifiques aux nano-échelles.....	55
2.4 Une analyse multi-échelles de la lubrification	68
3. Des directions pour le futur	77
3.1 Le contact lubrifié dans son environnement.....	77
3.2 Au cœur de l'interface	80
3.3 Bilan	81
Références bibliographiques	82

Nomenclature

On trouvera dans la liste suivante les numéros des équations ou des figures qui définissent certains des paramètres utilisés.

a	Rayon Hertzien de l'aire de contact
c_i, c_f	Capacité thermique massique du solide i ou du fluide (respectivement)
C_f	Coefficient de frottement (13), (28)
E_{eq}	Module d'Young du matériau équivalent (8)
F_x, F_y	Forces de frottement, respectivement selon x et y (10), (29)
h	Epaisseur de film de lubrifiant
h_c	Epaisseur de film au centre du contact
h_m	Epaisseur minimale de film sur l'aire de contact
k_B	Constante de Boltzman
k_i, k_f	Conductivité thermique du solide, ou du fluide (respectivement)
m_i	Masse de l'atome i
p	Champ de pression (continu) / pression locale appliquée (échelle moléculaire)
PL	Puissance dissipée dans le contact (29)
Q_c, Q_s	Sources de chaleur dues à la compression et au cisaillement du fluide (22), (23)
r	Distance entre atomes
r_i	Position de l'atome i
R	Rayon de courbure d'une surface
s	Paramètre de glissement (39)
S	Aire du contact
S_e	Aire du contact élémentaire
SRR	Taux de glissement (14), (26)
T	Champ de température
T_z	Couple induit par le pivotement (29)
u_i	Déplacement du solide dans la direction i ($i = x, y, z$)
U_1, U_2	Vitesse des solides 1 et 2 (respectivement), dans la direction x
U_f, V_f	Champ de vitesse dans le fluide (selon x et y respectivement)
U_m, V_m	Vitesses d'entraînement du fluide dans les directions x et y (5), (25)
v_j^i	Vitesse de l'atome i dans la direction j

V_{LJ}	Potentiel de Lennard-Jones
W	Charge normale appliquée au contact (9)
x, y, z	Les trois directions de l'espace
α	Coefficient de piezoviscosité du lubrifiant
β_{DH}	Coefficient de thermodensité (selon Dowson-Higginson)
β_{Roe}	Coefficient de thermoviscosité (selon Roelands)
$\dot{\gamma}_{app}$	Taux de cisaillement apparent (38)
$\dot{\gamma}_{eff}$	Taux de cisaillement effectif
δ_1, δ_2	Epaisseur de lubrifiant en sortie de contact, sur les surfaces 1 et 2 (Figure 25)
δ_{ij}	Indice de Kronecker (= 1 si $i = j$, 0 sinon)
ε	Energie du potentiel de Lennard-Jones (35)
ε_{corr}	Potentiel de corrugation d'une surface
ε_{ij}	Composante du tenseur des déformations
ζ_{surf}	Paramètre caractérisant la corrugation et la commensurabilité des surfaces
η	Viscosité du lubrifiant (4), (16)
λ	Angle de pivotement (Figure 5)
ρ	Masse volumique du lubrifiant (3), (15)
σ	Distance caractéristique du potentiel de Lennard-Jones (35)
σ_{ij}	Composante du tenseur des contraintes (7)
τ_{zx}	Contrainte de cisaillement (dans la direction x), (11)
ν_{eq}	Coefficient de Poisson du matériau équivalent (8)
Φ_d	Flux de chaleur dissipé par le thermostat
Ω_i	Vitesse de rotation (en pivotement autour de z) du solide i

Entrée en matière

Cette entrée en matière se veut une introduction subjective à la partie scientifique de ce mémoire, illustrant mon ressenti des différentes étapes de ce début de carrière, en faisant état des différents projets réalisés (les références se rapportent aux projets, thèses, etc. décrits dans la deuxième partie du mémoire), pour aller jusqu'au bilan actuel et la proposition d'axes de recherche originaux.

La première section de cette introduction fait état de la réorientation scientifique que j'ai dû opérer depuis ma thèse de doctorat. Les thèmes associés ne seront pas développés par la suite, mais des références précises seront données. La deuxième section détaille en revanche le plan de la partie scientifique, discutée dans le présent mémoire.

1. Petit historique d'une transition de la lubrification solide vers la lubrification fluide

Ma thèse de doctorat (2.4.1, 2^e partie), sous la responsabilité de Yves Berthier et Ivan Iordanoff, portant sur la simulation numérique du phénomène d'usure grâce à la Modélisation par Eléments Discrets (DEM) des particules de troisième corps solide, est soutenue en 2004. Elle a donné lieu à 5 articles dans des revues internationales ([1], [2], [3], [4], [5]), complétés par sept congrès internationaux ([C1], [C2], [C3], [C4], [C5], [C6], [C7]).

L'année de post-doctorat permet la finalisation d'articles suite à la thèse et la valorisation des acquis à travers un projet avec la SNCF [P01] portant sur la modélisation DEM du phénomène de déshuntage (perte du contact électrique roue/rail). Ce projet sera poursuivi par Mathieu Renouf, alors nommé Chargé de Recherche CNRS dans l'équipe, au moment même (année 2005) où je suis nommé Maître de Conférence dans le groupe Modèles de Lubrification et Lubrifiants (ML²), et où Ivan Iordanoff est nommé Professeur des Universités à l'ENSAM (Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers). Deux nouveaux articles ([7], [8]) et un congrès international [C8] voient le jour sur la thématique du déshuntage.

La reconnaissance internationale de mon activité originale en lubrification solide se traduit par l'attribution du prix Marshall B. Peterson en 2006 [R1], décerné par l'American Society of Mechanical Engineers (ASME). Sur la période 2005-2008, mon activité dans le domaine de la lubrification solide se restreint peu à peu à une collaboration dans le cadre de la thèse de David Richard [T1], qui permet la publication d'un article en commun [6], avec en parallèle trois congrès internationaux ([C9], [C10], [C12]).

De 2008 à 2011, alors que mon activité se tourne clairement vers la modélisation de la lubrification fluide à différentes échelles, les liens avec les thématiques de la lubrification solide se poursuivent par le projet de recherche ANR « Jeunes Chercheurs » DiNEET (Dialogue Numérique Entre Echelles Tribologiques, [P02]) en collaboration avec Mathieu Renouf, Aurélien Saulot et Francesco Massi. Ce projet (qui fait déjà l'objet d'un article [13]) représente alors pour la thématique « lubrification à l'échelle nano » (avec notamment les thèses de Hassan Berro [T4] et de Daniele Savio [T7]) l'opportunité d'étudier les contacts

directs entre surfaces (rugosités). Il a par ailleurs permis l'acquisition de moyens de calcul adéquats.

2. Mise en place d'une approche originale pour la modélisation des contacts lubrifiés

Ma culture de la Modélisation par Eléments Discret me pousse à proposer en 2005 un projet de recherche (poste de Maître de Conférence) portant sur la modélisation moléculaire des lubrifiants, alors même que le groupe ML² cherche à cette époque à développer des outils numériques pour simuler les contacts lubrifiés (par des modèles de type milieux continus). C'est cette double approche (discrète et continue) de la modélisation des contacts lubrifiés qui sera développée dans la suite de ce mémoire, et qui donnera naissance à une analyse multi-échelles.

La thèse de Wassim Habchi (2005-2008, [T2]) permet de mettre en place un modèle Élément Finis du contact Elastohydrodynamique (EHD), incluant les effets thermiques et la rhéologie non-newtonienne du lubrifiant (cf. section 1.1). Ceci constitue une étape essentielle pour apporter de la souplesse dans la modélisation des contacts EHD, qui permet de prendre en compte les couplages multi-physiques.

Ce travail a pu être valorisé dans le cadre du projet Tribogyr [P04], au cœur des préoccupations du groupe ML² à mon arrivée. Mon rôle fut alors de mettre en place un transfert de compétences numériques pour réaliser une modélisation efficace du contact collet-rouleau, présentant un fort pivotement (cf. section 1.2), autour des thèses de Hervé Dormois [T3], puis de Thomas Doki-Thonon [T5].

Avec l'implication de plus en plus importante de l'entreprise SKF-ERC dans les travaux numériques, facilitée par l'accueil de Guillermo Moralès-Espejel (Senior Research Engineer chez SKF-ERC et *visiting professor* dans l'équipe), j'ai proposé une direction originale en parallèle, en revenant sur les hypothèses inhérentes à la classique équation de Reynolds, pour à terme modéliser au mieux les flux de lubrifiant dans, mais aussi autour du contact lubrifié (ce qui sera développé dans la section 1.3, thèse de Vincent Bruyère [T6]).

La démarche consistant à replacer l'analyse du contact lubrifié dans son environnement s'accompagne également de la volonté complémentaire d'appréhender les échelles plus petites. En effet, à la fois la thèse de Wassim Habchi et la HDR récente de Guillermo Moralès-Espejel [MOR-09] soulignent le fait que les conditions actuelles de fonctionnement des contacts entraînent des épaisseurs de film de plus en plus petites – parfois de l'ordre même des molécules qui constituent le lubrifiant. Les modèles continus peuvent alors être mis en défaut et une modélisation à l'échelle moléculaire devient pertinente (sections 2.1 et 2.2). Hassan Berro mène la première thèse [T4] sur ce sujet de 2007 à 2010, et montre la part importante jouée à la fois par la nature des surfaces en contact, et par la composition chimique du lubrifiant (section 2.3). En terme d'ouverture à la fois académique et industrielle, ce thème est l'occasion de participer à deux projets d'envergure internationale :

- d'une part à travers le laboratoire international ELyT-Lab [P09] qui permet d'accueillir pendant plusieurs mois Takashi Tokumasu (Associate Professor à l'Université de Tohoku) et pour Hassan Berro de partir quelques mois au Japon,
- d'autre part à travers le projet européen Marie Curie Transfert of Knowledge *Lubfundamentals* [P10] qui permet l'échange de chercheurs entre l'entreprise SKF-ERC (Pays-Bas) et le LaMCoS.

C'est à l'occasion de deux séjours en 2008 et 2009 à SKF-ERC (et de l'accueil en retour de Maurizio Zaccheddu) que se montent un premier projet [P11] dans le cadre de la thèse de Hassan Berro, puis un second sous la forme d'une thèse CIFRE [P12], qui sera le cadre de la thèse de Daniele Savio [T7]. La modélisation moléculaire fait alors écho à la modélisation continue car les données accessibles à chacune de ces deux échelles sont tout à fait complémentaires. Le dialogue entre ces modèles permet des scénarios de compréhension inédits (section 2.4), donnant l'idée d'une nouvelle publication [15], et proposant une nouvelle voie de recherche.

Six ans après mon arrivée dans le groupe ML², mes travaux ont fait émerger deux grands axes de recherche. Le premier, lié à la relation entre le contact lubrifié et son environnement dans le mécanisme, propose d'affiner les conséquences du pivotement sur la sous-alimentation des contacts lubrifiés. Ceci va de pair avec une étude fine à la fois de la formation des ménisques en sortie de contact (qui dicte la quantité de lubrifiant disponible sur les pistes de roulement) et la localisation du contact près des limites des solides, dont la déformation globale ne pourra plus être négligée à terme (section 3.1).

Le deuxième axe part également d'une approche multi-échelles, mais considère cette fois des échelles plus petites que la traditionnelle zone de contact. En effet, la diminution d'épaisseur de lubrifiant que peut causer la sous-alimentation pose à nouveau la question de la prise en compte de phénomènes propres à l'échelle nanométrique. Lorsque le film de lubrifiant devient si fin qu'il ne sépare plus complètement les surfaces, la question de la circulation du lubrifiant entre les aspérités des surfaces et de l'action des additifs se pose (section 3.2). A plus long terme, le développement du lien entre les analyses moléculaires et continues devra prendre en compte les rugosités des surfaces. A la fois la poursuite de la thèse de D. Savio et un nouveau projet avec Total [P07] vont dans ce sens.

1. Modélisation Eléments Finis du contact élastohydrodynamique et applications

Il serait bien ambitieux d'écrire en quelques pages un état des lieux bibliographique complet des différents aspects de la lubrification traités dans ce chapitre. Le lecteur intéressé aura plaisir à lire des ouvrages généraux sur la tribologie comme [DOW-98] ou [GEO-00], parmi bien d'autres, et sur la lubrification élastohydrodynamique (EHD) en particulier ([DOW-66], [GOH-01], [LUG-11]). Retenons simplement que dans le cas de contacts non-conformes (une bille sur une bague de roulement, deux dents d'engrenages, etc.), un film de lubrifiant (classiquement de moins d'un micromètre d'épaisseur), dont la viscosité a augmenté quasi-exponentiellement au centre du contact (dû à des pressions de l'ordre du gigapascal) permet de séparer deux solides élastiques en mouvement afin d'éviter l'usure et limiter le frottement.

Dans la littérature, le calcul numérique du champ d'épaisseur de film dans les contacts EHD se montre convaincant par rapport aux expérimentations ([NIJ-94], [EVA-81]). En revanche, la prédiction du frottement est très dépendante de paramètres peu souvent modélisés (comme les effets thermiques) voire mal maîtrisés (comme la rhéologie non-newtonienne du lubrifiant). Si différents aspects seront abordés dans ce mémoire, le questionnement du choix des paramètres physiques adéquats pour modéliser correctement le frottement en sera l'un des fils rouges.

Ce premier chapitre sera donc dédié à la modélisation (continue) du contact EHD, incluant les aspects non-newtoniens et thermiques. Il s'ouvre par une description du modèle numérique, se poursuit par l'application au contact collet-rouleau et se termine par une remise en cause du modèle classique de Reynolds en proposant une modélisation plus générale.

1.1 Une approche originale pour modéliser le contact lubrifié

Toute cette section, portant essentiellement sur la construction du modèle continu, s'articule largement autour du travail de thèse de Wassim Habchi [HAB-08A, HAB-08B, HAB-08C], qui constitue la base utilisée ensuite dans d'autres projets (cf. section 1.2). Le lecteur est donc invité à s'y référer pour une description plus détaillée du modèle. Cette section sera présentée en deux parties : les grandes lignes du modèle d'abord (sous les hypothèses d'un contact isotherme et d'un fluide newtonien), puis les modifications apportées pour prendre en compte les effets thermiques et la rhéologie non-newtonienne du lubrifiant.

1.1.1 Modèle isotherme newtonien

Des modèles numériques pour calculer l'épaisseur de film et la pression dans le contact EHD existent depuis les années 1960 [DOW-66]. Ils mettent généralement en œuvre une méthode de Différences Finies pour discrétiser l'équation de Reynolds (1), et calculent par ailleurs la déformation élastique des solides en faisant l'hypothèse de massifs semi-infinis.

Notamment améliorés dans les années 1990 [NIJ-94] avec l'adaptation de méthodes Multigrilles Multi-intégrations pour accélérer le calcul, les modèles numériques actuels

résolvent toujours ces deux problèmes séparément, ce qui les rend difficilement adaptables aux couplages multi-physiques intervenant dans la réalité.

D'où l'idée originale, présentée ici, pour résoudre simultanément (dans le même système d'équations) les deux problèmes fortement couplés que sont l'écoulement hydrodynamique du lubrifiant (pression, vitesses dans le fluide) et la déformation des solides, cette fois par une approche Eléments Finis.

a) L'idée de base

La géométrie étudiée ici est celle d'un contact d'une bille sur un plan. La déformation élastique des deux solides en contact sera calculée au moyen d'un solide équivalent : ici le plan déformable est en contact avec une bille infiniment rigide. Le problème de lubrification hydrodynamique (au travers de l'équation de Reynolds) est posé sur une surface du solide déformable.

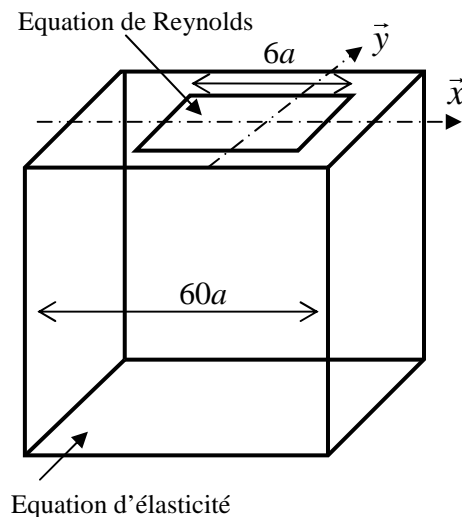


Figure 1 : Représentation des deux domaines de résolution : déformation élastique dans le solide équivalent (3D) et équation de Reynolds sur la surface de contact (2D). a représente le rayon Hertzien de l'aire de contact. Le solide est un cube, le domaine de Reynolds est carré.

Il s'agit d'un couplage fort entre deux systèmes d'équation. D'une part, la pression dans le lubrifiant (variable déterminée par l'équation de Reynolds) représente la condition en chargement sur la limite associée à l'aire de contact pour le solide élastique. D'autre part la déformation du solide élastique (notamment sur la surface de contact) modifie le champ d'épaisseur de film intervenant dans l'équation de Reynolds.

b) Le problème de lubrification

Sous les hypothèses d'un film lubrifiant mince (la pression, la viscosité, la densité sont considérées constantes dans l'épaisseur), Newtonien, surabondant dans la zone d'entrée, adhérent à des surfaces lisses, dans un régime isotherme et permanent, l'équation classique de Reynolds (d'inconnue p , la pression dans le lubrifiant) peut s'écrire :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) - \frac{\partial (U_m \cdot \rho \cdot h)}{\partial x} - \frac{\partial (V_m \cdot \rho \cdot h)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

avec :

- h l'épaisseur de film :

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2R} + u_3(x, y) \quad (2)$$

où $u_3(x, y)$ est le déplacement selon z du à la déformation du solide équivalent, R le rayon de la bille et h_0 une variable (voir d)),

- ρ est la masse volumique du lubrifiant, variant avec la pression, et dont une expression empirique et courante en lubrification est la loi de Dowson-Higginson [DOW-66] (donnée ici à titre d'exemple) :

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34 \cdot p}{0.59 \times 10^9 + p} \quad (3)$$

où ρ_0 est la densité de référence à pression ambiante,

- η est la viscosité dynamique, variant par exemple selon Roelands [ROE-66] comme :

$$\eta(p) = \eta_0 \exp \left[\left(\ln(\eta_0) + 9.67 \right) \left(-1 + \left(1 + \frac{p}{P_0} \right)^z \right) \right] \quad (4)$$

où η_0 est la viscosité de référence, $P_0 = 1.96 \times 10^8$ Pa , $z = \frac{\alpha \cdot P_0}{\ln(\eta_0) + 9.67}$, α est le

coefficient de piezoviscosité du lubrifiant,

- U_m et V_m sont les vitesses d'entraînement (respectivement selon x et y) du fluide par les surfaces 1 et 2 :

$$U_m = \frac{U_1 + U_2}{2} \text{ et } V_m = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (5)$$

Dans la suite de la section 1.1, les vitesses V_1 et V_2 sont considérées nulles.

Une pression relative nulle est imposée aux frontières du domaine plan où l'équation de Reynolds est calculée (Figure 1). A cause du divergent à la sortie du contact, des pressions négatives peuvent être trouvée (on parle en lubrification de zone de « cavitation », même si ce terme pourra être discuté selon les communautés). Un mélange d'air et d'huile devrait en fait être pris en compte dans cette région, ce qui n'est pas le cas dans ce modèle (voir la section 1.3.2 pour un approfondissement sur ce sujet). Pour annuler ces pressions (très) négatives qui n'ont pas de sens physiquement, une méthode de pénalisation est employée, comme décrit dans [WU-86]. D'autre part, un atout majeur de la thèse de Wassim Habchi [HAB-08A] fut d'adapter au problème de lubrification les méthodes numériques de diffusion artificielle, de

manière à stabiliser les champs de pression solutions (à très forte pression l'équation de Reynolds perd son ellipticité, ce qui nuit à sa résolution par la méthode Eléments Finis).

c) Le problème de déformation élastique

Dans le solide de la Figure 1, l'équation d'équilibre des forces est résolue :

$$\nabla \cdot \sigma = 0 \quad (6)$$

avec σ représentant le tenseur des contraintes dont les composantes s'écrivent :

$$\sigma_{ij} = \frac{E_{eq}}{1 + \nu_{eq}} \left(\varepsilon_{ij} + \frac{\nu_{eq}}{1 - 2\nu_{eq}} \varepsilon_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (7)$$

$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ représente les déformations, (u_1, u_2, u_3) , étant les déplacements dans les trois directions de l'espace $(x_1, x_2, x_3) = (x, y, z)$.

Les propriétés E_{eq} et ν_{eq} du solide élastique prennent en compte le module d'Young et le coefficient de Poisson des matériaux réels (notés 1 et 2) :

$$E_{eq} = \frac{E_1^2 E_2 (1 + \nu_2)^2 + E_2^2 E_1 (1 + \nu_1)^2}{[E_1 (1 + \nu_2) + E_2 (1 + \nu_1)]^2} \quad \text{et} \quad \nu_{eq} = \frac{E_1 \nu_2 (1 + \nu_2) + E_2 \nu_1 (1 + \nu_1)}{E_1 (1 + \nu_2) + E_2 (1 + \nu_1)} \quad (8)$$

La face du solide opposée au contact est encadrée, et dans la région du contact (où l'équation de Reynolds est par ailleurs résolue, déterminant la pression p), la condition $\sigma_{33} (= \sigma_{zz}) = -p$ est appliquée. Les autres bords du solide sont libres.

On voit alors apparaître un couplage fort entre le problème de lubrification et le problème élastique. En effet, la pression du fluide répartie sur la surface de contact est une condition aux limites en chargement du problème élastique. De plus, la déformation élastique du solide modifie l'épaisseur de film, qui est l'un des paramètres de l'équation de Reynolds, déterminant la pression du fluide. La résolution couplée, simultanée, de ces deux équations prend donc tout son sens, apportant d'ailleurs une meilleure stabilité numérique [HAB-08A].

d) Equilibre de la charge

Une dernière équation est introduite dans le système pour exprimer l'équilibre de la charge :

$$\iint_S p(x, y) dS = W \quad (9)$$

où p est la pression dans le fluide sur l'aire de contact S , et W est la charge normale appliquée au contact. A cette équation correspond l'inconnue h_0 qui apparaît dans l'expression de l'épaisseur de film (eq. (2)), représentant la séparation des solides sans déformation au centre du contact.

e) Résolution numérique et variables exploitables

Connaissant les propriétés des matériaux fluide et solides, et les conditions de fonctionnement (charge et vitesses appliquées), alors les équations (1), (6) et (9) peuvent être groupées dans un système d'équations non-linéaires.

Après linéarisation du système par l'algorithme de Newton-Raphson, les inconnues (la pression p dans la fluide, les déformations des solides, h_0 , et par conséquent l'épaisseur de film h) peuvent être déterminées. D'autre part, la force de frottement F_x (selon x) est classiquement calculée comme l'intégrale sur l'une des deux surfaces S de la contrainte de cisaillement τ_{zx} dans le fluide :

$$F_x = \iint_S \tau_{zx}(z=0 \text{ ou } h) dS \quad (10)$$

Dans le cas d'un fluide newtonien, cette contrainte τ_{zx} s'exprime comme une fonction de l'épaisseur de film $h(x,y)$ et de la pression $p(x,y)$ dans le film lubrifiant.

$$\tau_{zx}(x, y, z) = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2z - h) + (U_2 - U_1) \frac{\eta}{h} \quad (11)$$

Or, si p et h sont déterminés grâce au calcul newtonien isotherme ci-dessus pour une quantité de vitesse d'entraînement U_m fixée, la force de frottement varie linéairement avec la vitesse de glissement $U_2 - U_1$:

$$F_{x(z=h)} = \iint_S \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} h dS + (U_2 - U_1) \iint_S \frac{\eta}{h} dS \quad (12)$$

Notons qu'on représente le plus souvent dans la littérature le coefficient de frottement C_{fx} en fonction du taux de glissement SRR (slide-to-roll ratio):

$$C_{fx} = \frac{F_x}{W} \quad (13)$$

$$SRR = \frac{U_2 - U_1}{U_m} \quad (14)$$

Or, cette dépendance linéaire du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement est tout à fait irréaliste pour le régime EHD, dès que l'on s'éloigne de la situation du roulement pur [GOH-01]. La prise en compte des effets non-newtoniens et thermiques est donc essentielle si l'on s'intéresse au frottement.

1.1.2 Prise en compte des effets non-newtoniens et thermiques

Une approche encore fréquente dans la littérature actuelle (par exemple [COL-98]) consiste à calculer le frottement, en considérant une rhéologie non-Newtonienne du lubrifiant, a posteriori du calcul « Newtonien » de pression et d'épaisseur de film. Ici, les profils de pression et d'épaisseur de film d'une part, et le frottement d'autre part, seront calculés

ensemble, de manière cohérente. De plus, l'épaisseur de film sera également sensible aux effets non-Newtonien et thermique.

L'intérêt de la démarche présentée jusqu'ici réside dans le fait qu'il devient possible d'intégrer directement une forme plus générale de l'équation de Reynolds, à même de décrire les variations de viscosité et de densité dans l'épaisseur du lubrifiant. Les équations de conservation de l'énergie (dans le fluide et les solides) sont introduites dans le nouveau modèle, afin d'établir un nouveau couplage, cette fois avec la température.

a) Dépendance en température et en taux de cisaillement des propriétés du lubrifiant

En effet à la fois la densité et la viscosité du fluide sont dépendantes de la température locale du lubrifiant. Le fluide s'échauffant dans la région centrale de son épaisseur, il n'est plus possible de postuler une viscosité constante dans l'épaisseur.

Pour rester sur des exemples (empiriques) simples comme dans 1.1.1, les lois de densité et de viscosité (respectivement de Dowson-Higginson et Roelands) peuvent s'exprimer comme suit en fonction de la température T :

$$\rho(p, T) = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - \beta_{DH} (T - T_0) \right] \quad (15)$$

et

$$\eta(p, T) = \eta_0 \exp \left\{ (\ln(\eta_0) + 9.67) \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{P_0} \right)^z \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} \right] \right\} \quad (16)$$

$$\text{avec : } z = \frac{\alpha}{\left[5.1 \times 10^{-9} (\ln(\eta_0) + 9.67) \right]} \quad \text{et} \quad S_0 = \frac{\beta_{Roe} (T_0 - 138)}{\ln(\eta_0) + 9.67}$$

Où β_{DH} est le coefficient de thermo-densité (selon Dowson-Higginson) et T_0 la température de référence, α le coefficient de piezo-viscosité du lubrifiant et β_{Roe} le coefficient de thermo-viscosité (selon Roelands).

On peut remarquer également, dans le cadre du régime de lubrification élastohydrodynamique, que les taux de cisaillement imposés au lubrifiant peuvent atteindre des valeurs telles que la viscosité du lubrifiant chute (effet rhéofluidifiant). Pour prendre en compte cet effet, la loi de Carreau généralisée [BAI-04] exprime, par commodité d'implémentation, η en fonction de la contrainte de cisaillement τ :

$$\eta(p, T, \tau) = \frac{\eta(p, T)}{\left[1 + \left(\frac{\tau}{G} \right)^a \right]^{\frac{1-n}{a}}} \quad (17)$$

où $\tau = \sqrt{\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2}$ est la contrainte de cisaillement équivalente et avec G , a et n les paramètres de cette loi.

b) Equation de Reynolds généralisée

L'intégration des équations de Navier-Stokes, simplifiées selon les hypothèses précédentes à la seule différence près que ρ et η ne sont plus constantes dans l'épaisseur z , mène au champ de vitesses suivant dans le lubrifiant :

$$\begin{cases} U_f = \frac{\partial p}{\partial x} \left(\int_0^z \frac{z}{\eta} dz - \frac{\eta_e}{\eta'_e} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right) + \eta_e (U_2 - U_1) \int_0^z \frac{dz}{\eta} + U_1 \\ U_f = \frac{\partial p}{\partial y} \left(\int_0^z \frac{z}{\eta} dz - \frac{\eta_e}{\eta'_e} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right) \end{cases} \quad (18)$$

En appliquant l'équation d'équilibre de la masse, on aboutit à l'équation de Reynolds généralisée, inspirée de Najji [NAJ-89] et Yang [YAN-90]:

$$\nabla \cdot \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)^* \frac{h^3}{12} \nabla p \right] - \frac{\partial(\rho_x^* h)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho_y^* h)}{\partial y} = 0 \quad (19)$$

avec:

$$\left(\frac{\rho}{\eta} \right)^* = \frac{\eta_e \rho'_e}{\eta'_e} - \rho_e^*, \quad \rho_x^* = \rho'_e \eta_e (U_2 - U_1) + \rho_e U_1, \quad \rho_y^* = \rho'_e \eta_e (V_2 - V_1) + \rho_e V_1,$$

$$\rho_e = \int_0^h \rho dz, \quad \rho'_e = \int_0^h \rho \left(\int_0^z \frac{1}{\eta} dz' \right) dz, \quad \rho_e^* = \int_0^h \rho \left(\int_0^z \frac{z'}{\eta} dz' \right) dz, \quad \frac{1}{\eta_e} = \int_0^h \frac{1}{\eta} dz, \quad \frac{1}{\eta'_e} = \int_0^h \frac{z}{\eta} dz$$

Cette forme très générale est valide pour une rhéologie newtonienne ou non du lubrifiant. Les variations de densité dans l'épaisseur du lubrifiant sont dues à la dépendance en température, alors que les variations de viscosité proviennent à la fois de la dépendance en température et en taux (ou contrainte, suivant la formulation) de cisaillement.

c) Conservation de l'énergie

La répartition de température est obtenue en résolvant à la fois dans les massifs solides et dans le lubrifiant les équations d'équilibre énergétique.

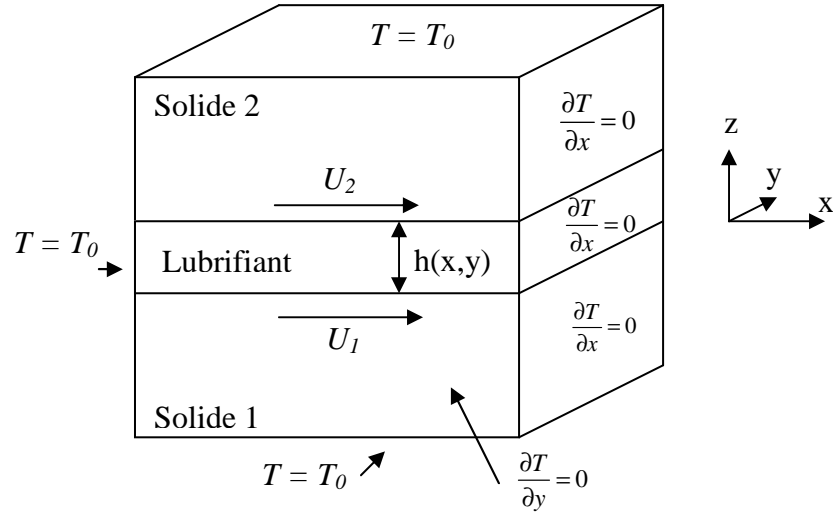


Figure 2 : Représentation schématique des domaines fluide et solides où sont résolues les équations d'équilibre énergétique, avec leurs conditions aux limites.

Pour les deux solides ($i = 1$ ou 2 respectivement), l'équation s'écrit :

$$-\nabla \cdot (k_i \nabla T) + \rho_i c_i \left(U_i \frac{\partial T}{\partial x} + V_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (20)$$

où k_i , ρ_i et c_i sont respectivement la conductivité thermique, la densité et la capacité thermique massique du solide i .

Dans le lubrifiant, la conduction dans le plan du contact et la convection dans l'épaisseur sont négligées [YAN-01], et on résout :

$$-\frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho_f c_f \left(U_f \frac{\partial T}{\partial x} + V_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) = Q_c + Q_s \quad (21)$$

avec k_f , ρ_f et c_f respectivement la conductivité thermique, la densité et la capacité thermique massique dans le fluide. Les sources de chaleur sont dues à la fois à la compression et au cisaillement du fluide. La source de chaleur due à la compression s'écrit :

$$Q_c = -\frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(U_f \frac{\partial p}{\partial x} + V_f \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (22)$$

Et la source due au cisaillement est :

$$Q_s = \eta \left[\left(\frac{\partial U_f}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_f}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (23)$$

On assigne à l'entrée du lubrifiant ainsi qu'aux surfaces horizontales des solides, suffisamment loin du contact, une température fixe T_0 . A l'interface solide/lubrifiant, la continuité du flux de chaleur est assurée. Sur toutes les autres frontières, la composante normale du gradient de température est nulle.

d) Résolution numérique

Avec le couplage thermique et les effets non-newtoniens, le système global d'équations à résoudre devient plus lourd. L'algorithme de résolution proposé (Figure 3) présente l'avantage d'une bonne robustesse et d'un temps de calcul raisonnable : avec 71000 degrés de liberté pour le problème élastique, 57000 pour l'équation de Reynolds et 13700 pour le problème thermique, une résolution typique dure environ 1 heure sur processeur quadricoeur de 3GHz.

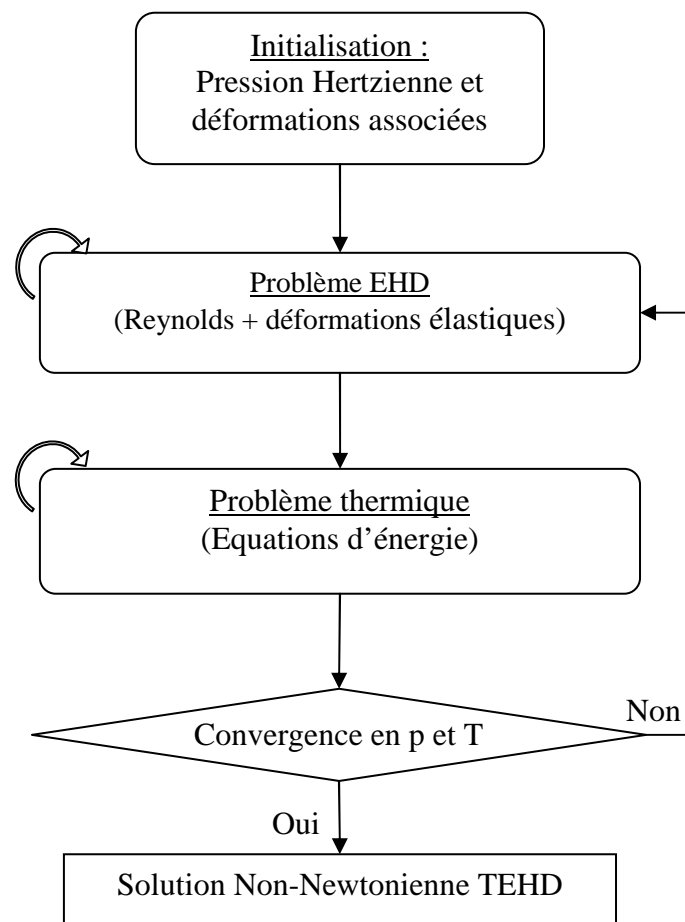


Figure 3 : Diagramme de l'algorithme de résolution du problème Thermo-Elastohydrodynamique (TEHD), non-newtonien.

Après une phase d'initialisation basée sur la théorie du contact Hertzien et le calcul des déformations associées, la première étape consiste à résoudre le problème EHD non-Newtonien où les équations de Reynolds, d'élasticité et d'équilibre de la charge sont, comme précédemment, résolues simultanément (à température fixée). Les sources de chaleurs dues à la compression et au cisaillement sont calculées à la fin de cette étape et servent de données d'entrée au problème thermique. A l'issue de la deuxième étape que représente le problème

thermique, les termes intégraux de l'équation (19) représentant les densités et viscosités généralisées sont mis à jour et, en cas de non convergence sur le couple pression et température, la première étape est résolue à nouveau. Comme précédemment, Habchi [HAB-08A] propose d'employer les méthodes de stabilisation adéquates pour se prémunir des oscillations non physiques qui pourraient apparaître sur les résultats.

1.1.3 Bilan

L'approche proposée ici, basée sur la méthode Eléments Finis, ouvre des possibilités inédites pour coupler les phénomènes physiques et simuler les solides dans le même modèle que le contact.

Si quelques pionniers ont déjà proposé des bases pour prendre en compte les effets thermiques et non-newtoniens, beaucoup d'études actuelles ne considèrent pas ces effets pourtant essentiels, surtout en regard du frottement comme exprimé en fin de la section 1.1.1. Cette situation ouvre les portes à ce type de modèle pour une grande variété d'applications possibles.

Mais la méthode proposée ici relève du principe encore plus général selon lequel chaque grandeur physique (et pas seulement la densité et la viscosité du fluide) peut être fonction d'un ou de plusieurs paramètres mécaniques, physiques ou thermodynamiques. Une première étude sur ce thème a permis de mettre en lumière l'influence sur le frottement des variations de conductivité et de capacité thermique du lubrifiant avec la pression et la température, pour peu qu'une caractérisation suffisamment exhaustive de ces dépendances soit possible [HAB-10, HAB-11].

Par ailleurs, cette modélisation a trouvé un intérêt naturel et immédiat pour l'étude du contact collet-rouleau, thème cher à l'équipe, développé dans le chapitre suivant.

1.2 Application au contact collet-rouleau

L'intérêt du laboratoire pour le contact collet-rouleau, qui inclut un fort pivotement, remonte aux travaux pionniers de l'équipe de Gérard Dalmaz [GAD-84, COL-98]. Ceci s'est traduit par le projet Tribogyr [P04], impliquant l'entreprise SKF-ERC pendant plus d'une dizaine d'années. Si l'activité expérimentale est de premier plan dans ce projet (elle sera évoquée dans la section 1.2.1), les modélisations numériques de ce type de contact seront mis en avant ici. Le lecteur pourra se référer tout au long de ce chapitre au manuscrit de thèse de Hervé Dormois [DOR-08] ainsi qu'aux articles [DOR-09, DOR-10, DOK-X], associés au projet Tribogyr [P04], pour plus de détails sur ce chapitre.

1.2.1 La réalité du contact pivotant de grande dimension

a) Quelques repères bibliographiques

L'efficacité des roulements à rouleaux coniques ou même des transmissions variables continues (CVT) est très dépendante du niveau de connaissance des contacts avec fort pivotement. Pourtant, on trouve relativement peu de travaux sur cette thématique dans la littérature, comparé au contact sphère/plan classique en roulement-glissement.

Dans les années 60, Parker et al. [PAR-68] ont mesuré le frottement sur un banc original permettant d'imposer un pivotement sur le contact. Les premiers travaux numériques ont été

conduits par Snidle et al. [SNI-69] et Poon [POO-70] : des chargements faibles étaient étudiés et les modèles ne prenaient pas en compte la déformation élastique des solides. Tevaarwerk et al. [TEV-79] proposèrent ensuite une première résolution numérique complète du contact avec pivotement. Une rhéologie non-Newtonienne et une correction pour prendre en compte les effets thermiques sur le frottement [TEV-81] étaient proposées dans les cas de fort pivotement. La plupart des travaux portant sur le frottement, tant expérimentaux que numériques, ont relevé très tôt une tendance du pivotement à diminuer le frottement. Dowson et al. [DOW-86, DOW-91, DOW-93] montrèrent de plus que les champs de pression et surtout d'épaisseur de film perdaient leur symétrie lorsque le pivotement entraînait en jeu, réduisant ainsi l'épaisseur minimale. Ils initièrent ensuite [EHR-99] les premiers modèles Newtoniens incluant les effets thermiques (en postulant un profil parabolique de la température dans l'épaisseur du film) et mirent en lumière que le pivotement pouvait avoir un effet considérable sur la dissipation de chaleur et la répartition de température, expliquant de cette manière la chute du frottement. Les travaux les plus aboutis sur ce point [JIA-95] proposent des résultats en régime non-Newtonien thermique mais ce modèle reste très discutable dans les cas de fort pivotement.

Parallèlement, on notera les tentatives [GAD-84, COL-89] pour prendre en compte la sous-alimentation causée par le pivotement, dont l'effet à la fois sur l'épaisseur de film et le frottement peut être déterminant.

Les lacunes de la littérature sont de deux types. Expérimentalement, un manque crucial de données locales apparaît, dans des situations proches des contacts industriels. Numériquement, une prise en compte réaliste du problème thermique et l'évaluation de son importance vis-à-vis des effets non-Newtoniens restent à développer. Ce sera l'objet de la section 1.2.2.

b) Le banc d'essais Tribogyr

Parce que les effets du pivotement peuvent être exacerbés en considérant la taille réelle d'un contact industriel, un banc d'essai original a été conçu, baptisé Tribogyr, pour simuler le contact cerclé en rouge sur la Figure 4.

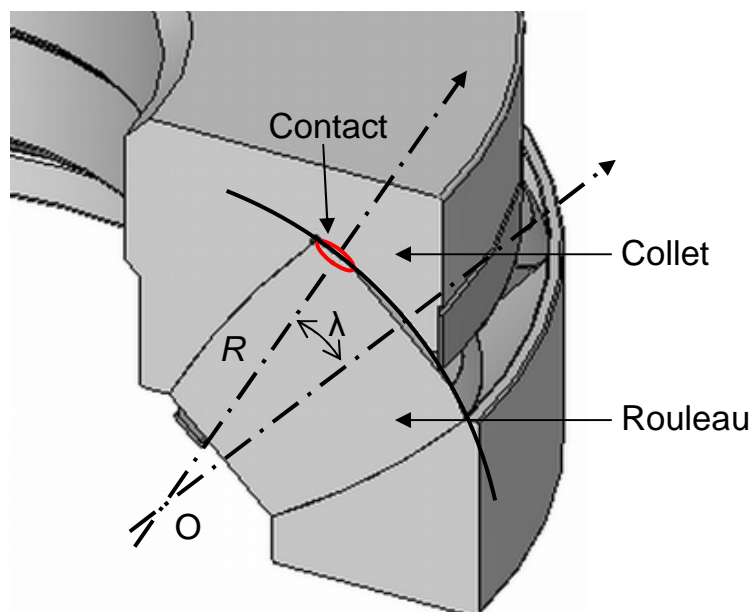


Figure 4 : Contact collet-rouleau d'un roulement de butée

Dans le dispositif expérimental, le rouleau est remplacé par une éprouvette à extrémité sphérique dont le rayon est le même que celui représenté ici par R . Le collet est approché par une surface plane. L'angle λ entre l'axe de rotation du rouleau et la normale au contact permet de contrôler le niveau de pivotement imposé au contact.

Sur Tribogyr, cette cinématique se traduit par la situation représentée sur la Figure 5.

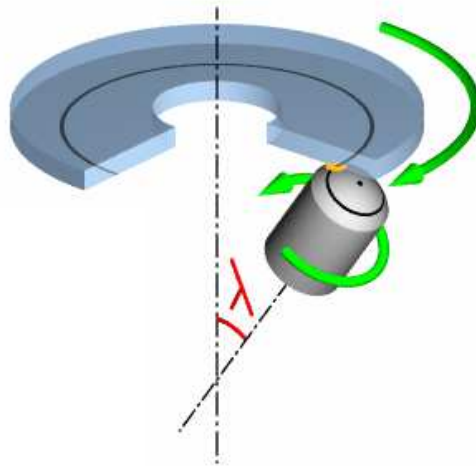


Figure 5 : Schéma représentant les éprouvettes inférieure (à tête sphérique) et supérieure (le disque) de Tribogyr.

Un schéma de principe de ce banc est présenté Figure 6.

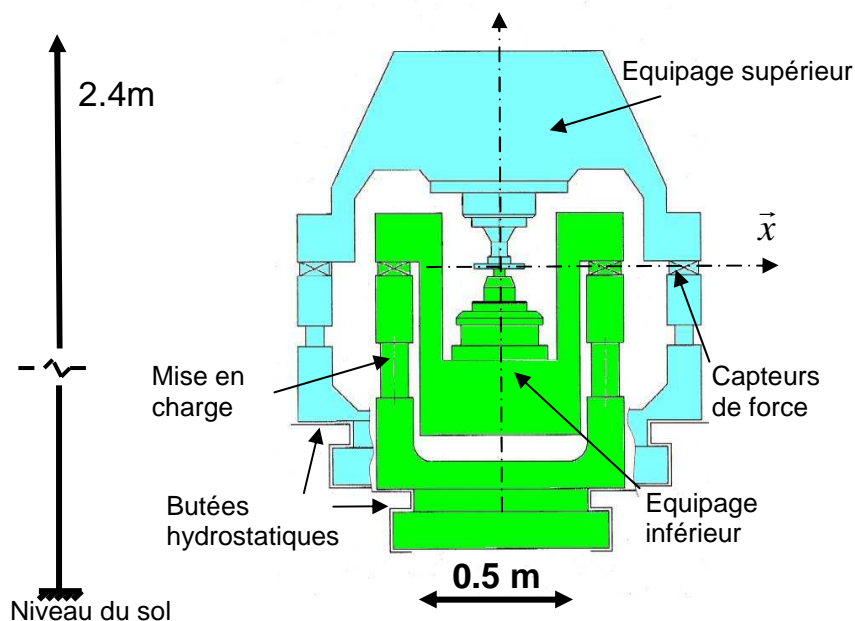


Figure 6 : Représentation schématique du banc d'essai Tribogyr.

Deux équipages sont reliés à une base grâce à des paliers hydrostatiques, permettant une rotation libre entre eux et par rapport à la base, autour de l'axe vertical. Chacun des deux

équipages est muni d'un moteur électrique (broche) qui permet la mise en rotation de l'éprouvette associée (9000 tr/min maximum pour le disque et 22000 tr/min pour l'éprouvette à tête sphérique). Des vérins pneumatiques permettent d'imposer un chargement vertical (jusqu'à 3000 N) par translation de l'équipage inférieur. L'équipage inférieur peut basculer, permettant de définir l'angle λ (jusqu'à 10°) tel que représenté sur la Figure 5.

Outre les dimensions imposantes et les capacités de sollicitation très proches du contact industriel, l'une des spécificités de ce banc réside dans les capteurs de force (dans les trois directions de l'espace) installés sur chacun des deux équipages, permettant ainsi de mesurer le frottement longitudinal (la direction principale du roulement-glissement) mais aussi le frottement dans la direction transverse.

Les différentes étapes de conception de ce banc d'essai et sa calibration, ne sont pas détaillés ici, de manière à laisser plus de place à la modélisation numérique. Le lecteur intéressé lire avec intérêt la thèse de Hervé Dormois [DOR-08].

c) Quelques résultats expérimentaux

Les premiers résultats obtenus grâce au banc Tribogyr ont permis la validation du concept expérimental. On trouve par exemple sur la Figure 7 trois courbes représentant l'évolution du coefficient de frottement « longitudinal », c'est-à-dire dans la direction principale d'entraînement du fluide, pour trois vitesses d'entraînement différentes, en fonction du taux de glissement SRR (défini par l'équation (14)).

Si la pente reste la même dans les trois cas pour les taux de glissement faibles, le « plateau » de frottement attendu pour les forts SRR (du à la fois aux effets non-Newtonien et thermique), est d'autant plus faible que la vitesse d'entraînement est forte, c'est-à-dire lorsque l'échauffement est plus important dans le contact, donc lorsque la viscosité est plus faible.

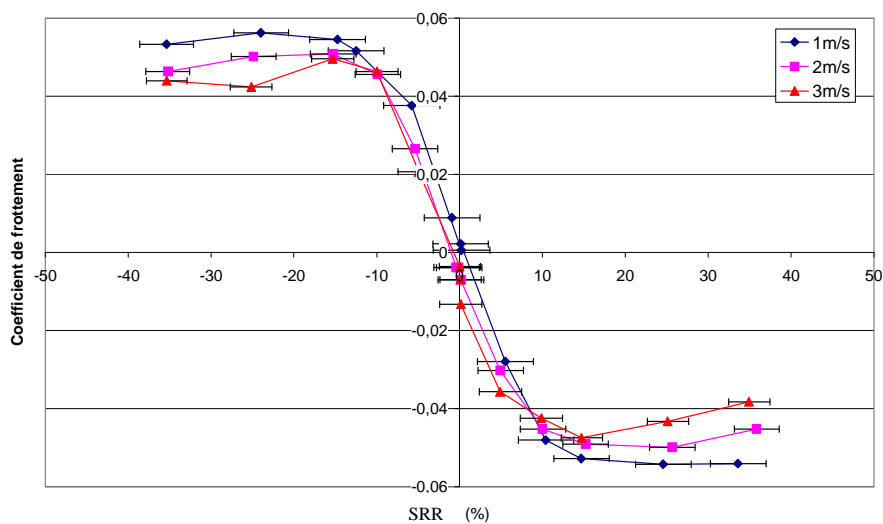


Figure 7 : Coefficient de frottement longitudinal ($W=1500N$, $\lambda=7^\circ$, huile T9, $T_{inlet}=30^\circ C$) pour trois vitesses d'entraînement u_m différentes, en fonction du taux de glissement. Résultats issus de [DOR-08].

Mais l'intérêt de Tribogyr réside dans l'étude des contacts avec fort pivotement. Lorsque l'angle λ sur la Figure 5 diminue pour se rapprocher de zéro (position dite « de la perceuse »), le pivotement augmente. Sur la Figure 8 le coefficient de frottement longitudinal est tracé pour plusieurs angles λ différents.

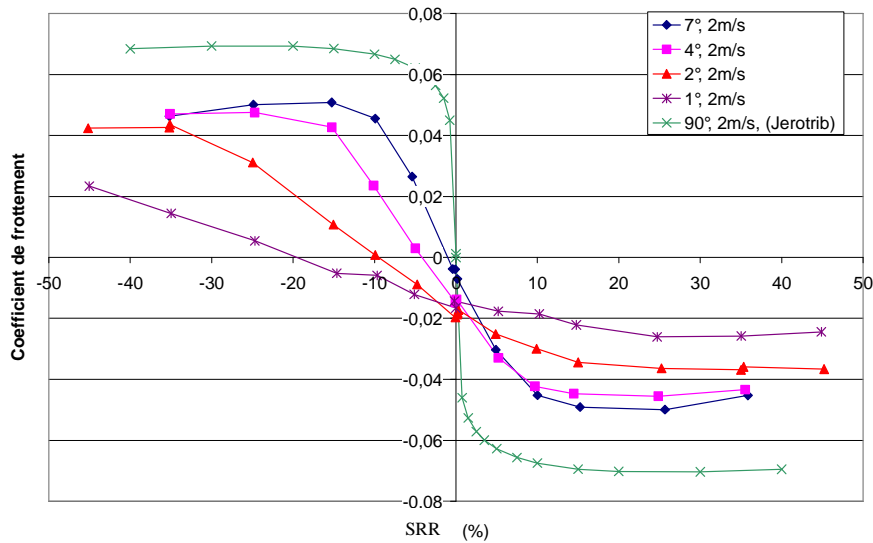


Figure 8 : Coefficient de frottement longitudinal pour différents angles λ caractérisant le pivotement ($W=1500N$, huile T9, $T_{inlet}=30^{\circ}C$). La courbe notée $\lambda = 90^{\circ}$ est obtenue sur un autre banc d'essais, sans pivotement, avec une pression Hertzienne équivalente. Résultats issus de [DOR-08].

Sur toute la gamme de taux de glissement, le frottement longitudinal est plus faible à mesure que le pivotement augmente (c'est-à-dire que λ diminue). On peut notamment remarquer l'effet crucial du pivotement sur la pente « Newtonienne » (à faible SRR) du coefficient de frottement, comme présenté sur la Figure 9.

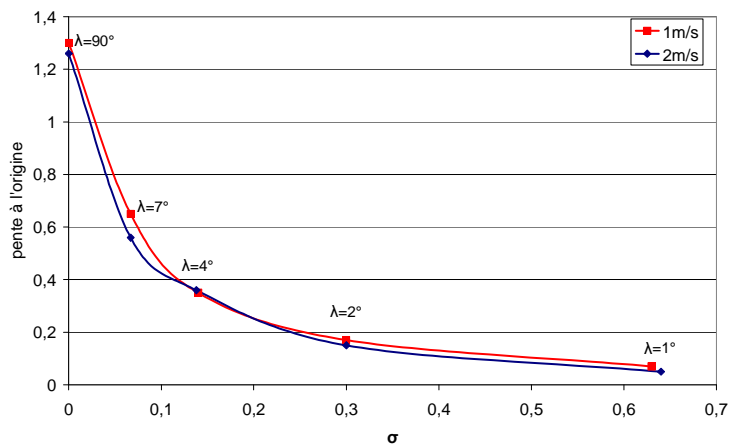


Figure 9 : Pente « Newtonienne » du coefficient de frottement en fonction du paramètre adimensionné de pivotement de Colin et al. [COL-98], pour deux vitesses d'entraînement différentes. Résultats issus de [DOR-08].

Ces résultats sur l'effet du pivotement sur le frottement concordent tout à fait avec la littérature, qui mettait de plus en avant le rôle dominant des effets thermiques. Sur Tribogyr, une sonde (thermocouple) placée dans le conduit d'alimentation du lubrifiant permet de mesurer la température T_{inlet} tandis qu'une autre sonde mesure la température T_{oil} sur la piste de frottement, à l'opposé du contact. La Figure 10 présente l'évolution de l'écart de température en fonction du taux de glissement et pour trois angles λ différents.

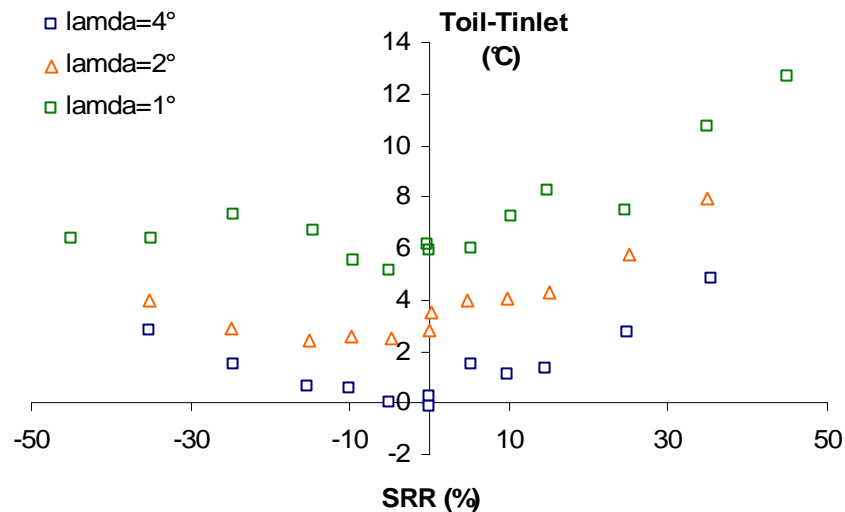


Figure 10 : Augmentation de température selon le taux de glissement et pour trois angles λ différents. ($U_m = 2\text{m/s}$, $W = 1500\text{N}$, huile T9). Résultats issus de [DOR-08].

A mesure que le taux de glissement augmente, l'échauffement du lubrifiant dans le contact augmente, causant un écart de plus en plus important entre les températures d'entrée et de sortie du lubrifiant. Le fait de considérer de plus en plus de pivotement (à mesure que λ diminue), augmente cet écart de façon notable, mettant encore en valeur l'importance d'une étude thermique pour l'analyse des contacts EHD avec fort pivotement.

Ces résultats, ainsi que d'autres analyses expérimentales complémentaires, sont détaillés dans [DOR-08] et [DOR-09].

d) Bilan sur les effets constatés du pivotement

Alors que la littérature indique une dissymétrie du profil d'épaisseur de film causée par le pivotement (amenant des épaisseurs minimales plus faibles), les essais confirment que le pivotement implique des frottements plus faibles (on parle ici du coefficient de frottement longitudinal) et un échauffement dans le contact plus important.

Le pivotement, impliquant un cisaillement supplémentaire du film lubrifiant, amplifie l'effet d'échauffement, ce qui explique au moins en partie la diminution du coefficient de frottement (causée par une chute de viscosité).

1.2.2 Modélisation du contact EHD avec pivotement

Le manque de données locales dans ces contacts implique un besoin en modélisation pour comprendre plus en détail les différents phénomènes impliqués. C'est donc naturellement autour des outils de modélisation décrits dans le chapitre 1.1 que se met en place la modélisation des contacts EHD avec pivotement.

Il conviendra d'abord d'identifier la cinématique particulière causée par le pivotement, ainsi que les précautions de rigueur par rapport aux modélisations classiques dédiées au contact sphère/plan en roulement-glissement.

Le pivotement est un terme général pour décrire la rotation d'un solide autour de lui-même, ce qui implique à la fois des composantes longitudinales (selon la direction x) et transverses (selon y), lorsque l'on considère un repère cartésien comme sur la Figure 11 :

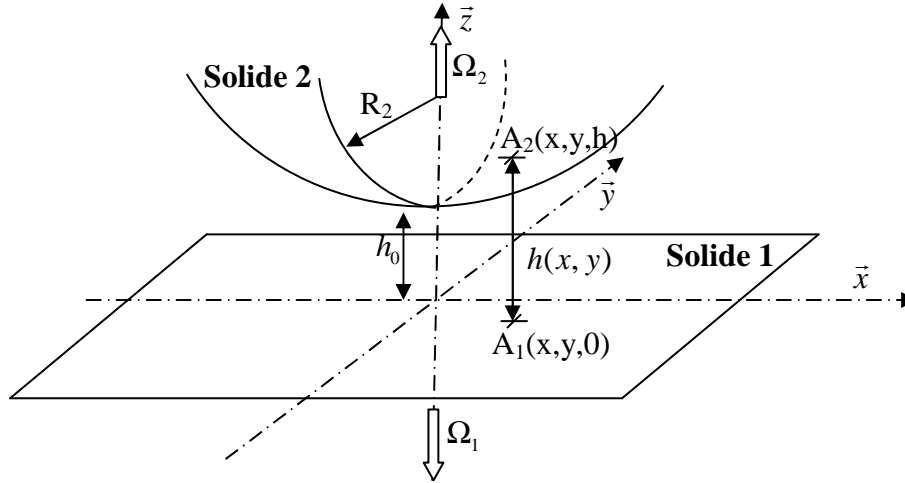


Figure 11 : Représentation schématique d'un contact avec une cinématique de pivotement entre le solide 2 à extrémité sphérique et un plan (solide 1).

Notons que dans cette représentation, qui se veut plus générale que sur la machine Tribogyr (Figure 5 et Figure 6), la « quantité de pivotement » est directement liée aux vitesses de rotation (Ω_1 et Ω_2) orientées selon l'axe z .

Par comparaison à la Figure 5, qui définit le pivotement au moyen de l'angle λ entre la verticale z et l'axe de rotation du solide, la relation qui lie ces deux représentations du pivotement est :

$$\Omega_B \cos \lambda = \Omega_2 \quad (24)$$

Avec Ω_B la vitesse de rotation du solide sur le banc expérimental. Le pivotement augmente donc lorsque Ω_2 augmente, c'est-à-dire lorsque λ diminue.

Il faut alors repenser la définition de la vitesse d'entraînement U_m ainsi que du taux de glissement SRR en leur donnant des valeurs locales. Si l'on écrit $U_{i,0}$ la vitesse du solide i ($i = 1$ ou 2) dans la direction x et $V_{i,0}$ la vitesse du solide i dans la direction y , toutes deux au centre du contact (où $x = y = 0$), alors on redéfinit les vitesses d'entraînement moyennes (respectivement selon x et y) :

$$U_{m,0} = \frac{U_{1,0} + U_{2,0}}{2} \quad V_{m,0} = \frac{V_{1,0} + V_{2,0}}{2} \quad (25)$$

Et le taux de glissement SRR (longitudinal, i.e. selon x) définit précédemment, s'écrit maintenant :

$$SRR_{x,0} = \frac{U_{2,0} - U_{1,0}}{U_{m,0}} \quad (26)$$

De fait, dans le cas du contact pivotant, ces deux paramètres à eux seuls ne suffisent plus à décrire les vitesses des solides, qui ne peuvent plus être représentées par des constantes exprimées au centre du contact. Le lubrifiant entraîné entre les deux surfaces est en réalité cisailé de manière différente en tout point de la zone de contact. Le pivotement se décompose en une distribution de zones locales de roulement et de glissement, comme décrit sur la Figure 12 :

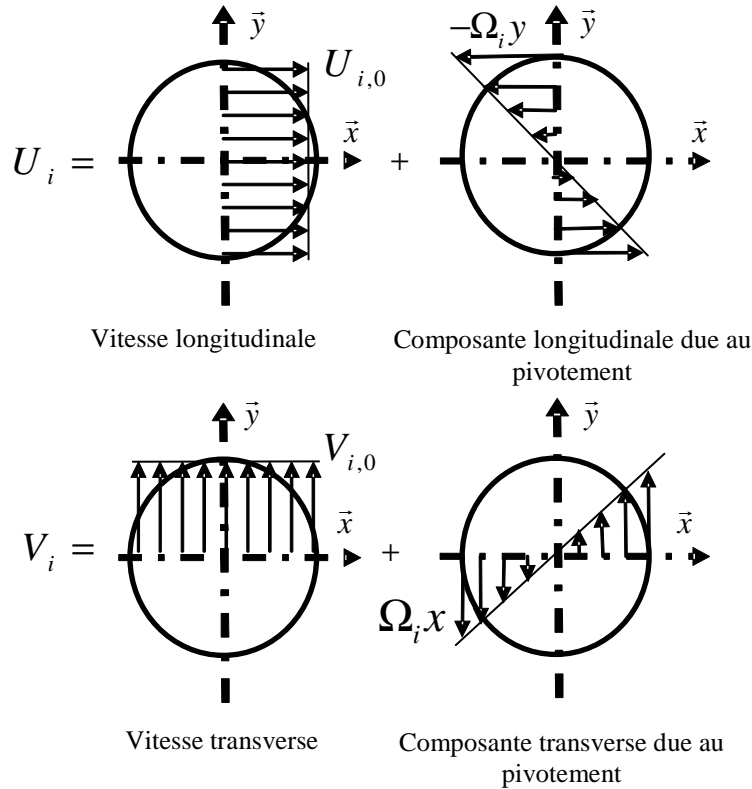


Figure 12: Représentation schématique des différentes composantes des vitesses sur la surface i .

Ceci correspond à l'écriture suivante du champ de vitesse :

$$\begin{cases} U_i(x, y) = U_{i,0} - \Omega_i y \\ V_i(x, y) = V_{i,0} + \Omega_i x \end{cases} \quad (27)$$

Où U_i et V_i sont les vitesses (respectivement en x et y) d'un point $A_i(x, y)$ (Figure 11) situé sur la surface du solide i et Ω_i est la vitesse angulaire du solide i selon z .

Les vitesses des surfaces n'étant plus constantes en tout point (elles changent à la fois en norme et en direction), la démarche générale de modélisation décrite ci-dessus et particulièrement les équations de Reynolds (1) et (19) restent valables à condition que les termes de vitesses soient inclus dans les dérivées en x et en y .

D'autre part, si une symétrie du contact classique en roulement glissement permettait de ne modéliser qu'une demi aire de contact, le pivotement implique une modélisation de l'aire de contact complète, sur laquelle les zones d'entrée et de sortie du lubrifiant sont plus difficiles à localiser.

1.2.3 Résultats numériques et analyses

Les détails des résultats de la modélisation numérique du contact EHD avec pivotement peuvent se retrouver dans [DOR-09] et [DOK-12]. Une synthèse est présentée ici, sous la forme de trois parties concernant : l'épaisseur de film, les transferts de chaleur et la température, et enfin le frottement et les pertes de puissances. Le pivotement sera alternativement représenté par l'angle λ défini Figure 5 pour la machine Tribogyr, ou par la vitesse angulaire Ω_2 du solide 2, défini Figure 11, dans le cas où seul le solide 2 est animé de pivotement ($\Omega_1 = 0$), la relation entre ces deux représentations du pivotement (λ ou Ω_2) étant donnée par l'équation (24).

a) Epaisseur de film

Avec une analyse Newtonienne, on peut montrer, tout comme Dowson et al. [DOW-91], qu'à la fois l'épaisseur centrale h_c et l'épaisseur minimale h_m diminuent lorsque le pivotement augmente. Sur la Figure 13, ces deux paramètres sont représentés sous forme adimensionnée en les divisant leur valeur obtenue sans pivotement (respectivement $hc90$ et $hm90$) et en fonction de l'angle λ (pour se référer à Tribogyr, Figure 5), qui est minimum pour un pivotement maximum.

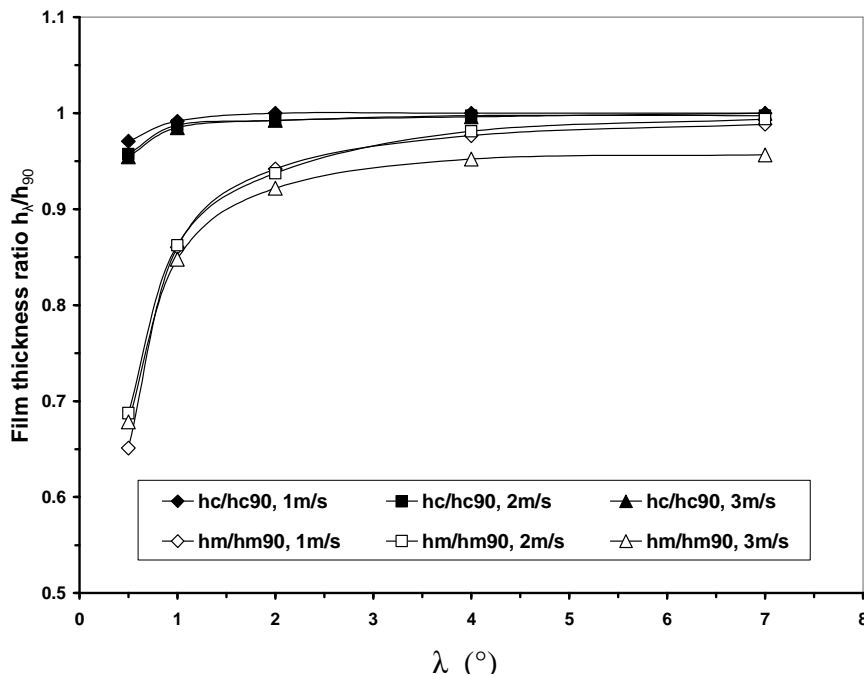


Figure 13 : Evolution des épaisseurs centrale et minimale de film (rapportées au cas sans pivotement) en fonction de l'angle λ (cf. Figure 5), pour trois valeurs de la vitesse d'entraînement U_{mx0} . Résultats issus de [DOR-09].

On remarque ici que l'épaisseur minimale de film diminue nettement plus que l'épaisseur centrale avec le pivotement (lorsque λ diminue). Ceci s'explique en fait par la dissymétrie du champ d'épaisseur provoquée par le pivotement, comme représenté sur la Figure 14.

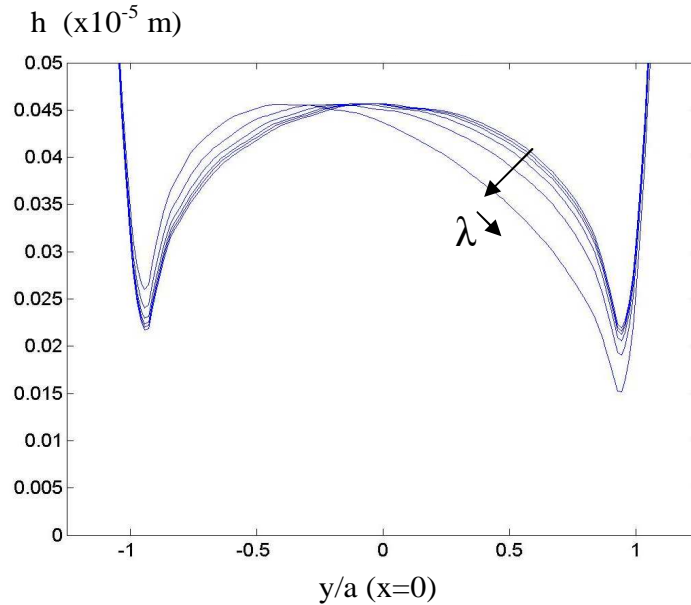


Figure 14 : Profils d'épaisseur de film selon une coupe transverse à la direction principale du roulement-glissement ($x = 0$) pour des angles λ décroissant de 90° à 0.5° ($U_{m,0} = 3\text{m/s}$), issus de [DOR-09]. a est le rayon hertzien de l'aire de contact.

Sur la Figure 15, une cartographie du champ d'épaisseur, comparée au champ des vitesses du solide 2 (en situation de pivotement) permet de comprendre les origines de ce mécanisme.

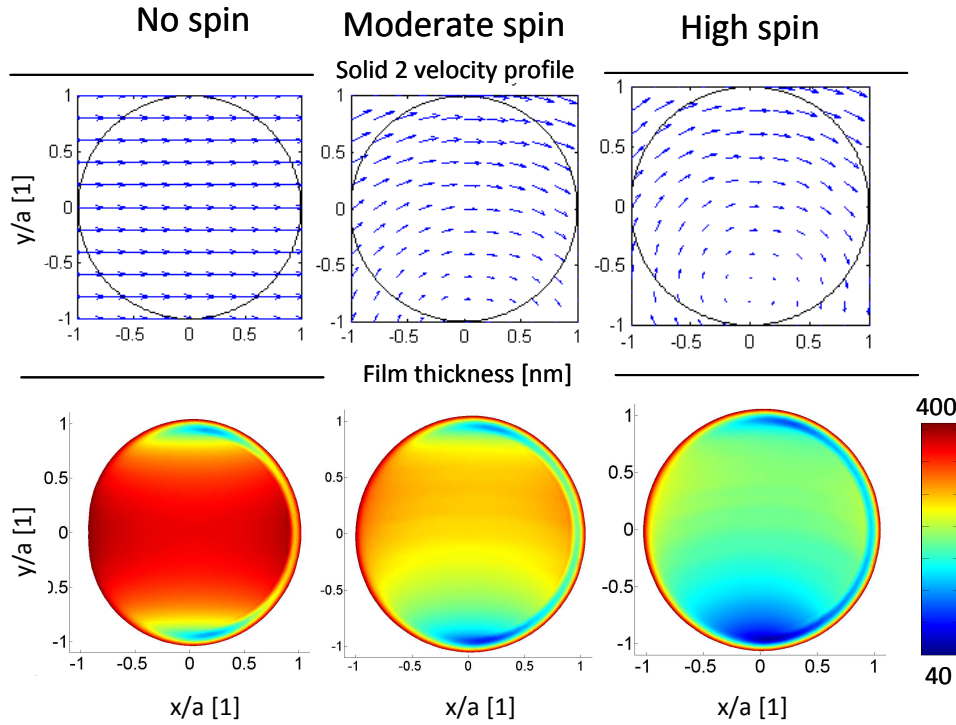


Figure 15: Champs de vitesse du solide 2 et d'épaisseur de film pour trois situations différentes de pivotement (pivotement de plus en plus important de gauche à droite), issus de [DOK-12].

Si dans la partie « supérieure » de l'aire de contact ($y > 0$) la rotation du solide 2 sur lui-même selon z provoque un ajout à la vitesse d'entraînement, sur la partie inférieure ($y < 0$) en revanche cette composante diminue, voir annule la vitesse d'entraînement. C'est donc justement dans cette région du contact (proche du lobe où l'épaisseur est déjà minimale localement en l'absence de pivotement) que l'épaisseur va encore diminuer à cause du pivotement.

Notons que les résultats de la Figure 15, contrairement à ceux de la Figure 13 et de la Figure 14, sont obtenus à partir d'un modèle non-Newtonien, incluant les effets thermiques (tels que détaillés dans la section 1.1.2). Il devient alors intéressant de mener une étude quantitative sur la diminution de l'épaisseur de film, à la fois pour un modèle isotherme et un modèle incluant les effets thermiques, ce qui est proposé dans le Tableau 1.

	Sans pivotement	Pivotement modéré	Fort pivotement
h_c isotherme [nm]	368	364 (-1%)	351 (-5%)
h_m isotherme [nm]	147	128 (-13%)	104 (-30%)
h_c non-isotherme [nm]	361	277 (-23%)	210 (-42%)
h_m non-isotherme [nm]	146	98 (-33%)	49 (-67%)

Tableau 1 : Epaisseur de film centrale (h_c) et minimale (h_m) pour des modèles isothermes et thermiques (et taux de réduction de cette épaisseur par rapport au cas sans pivotement).

Pour une étude incluant les effets thermiques (et contrairement au cas isotherme où seuls les effets non-newtoniens interviennent), la diminution de l'épaisseur de film est forte (jusqu'à

42%, contre 5% dans le cas isotherme) et l'épaisseur minimale diminue encore d'avantage (67%, soit le double de la prévision en isotherme). Ce constat met donc nettement en avant la nécessité d'une modélisation thermique pour ce type de contact, l'épaisseur de film étant impactée de manière considérable.

Une conséquence de la diminution d'épaisseur de film est l'augmentation du taux de cisaillement, entraînant une augmentation de la source de chaleur (voir l'équation (23)). Par conséquent, l'augmentation de la température dans le film, ainsi qu'une diminution de la viscosité (conséquence du comportement à la fois rhéo- et thermo-fluidifiant du lubifiant), entraînent encore une diminution d'épaisseur.

b) Flux de chaleur et température

Pour aller plus loin dans l'analyse du frottement avec pivotement, et en complément des résultats expérimentaux de la section 1.2.1, on étudie ici les transferts de chaleur autour du domaine fluide sous pression, c'est-à-dire dans la zone de contact. La Figure 16 montre un écart maximal de 1.2% dans la considération de l'équilibre énergétique de notre modèle pour chacun des trois cas mentionnés dans la Figure 15.

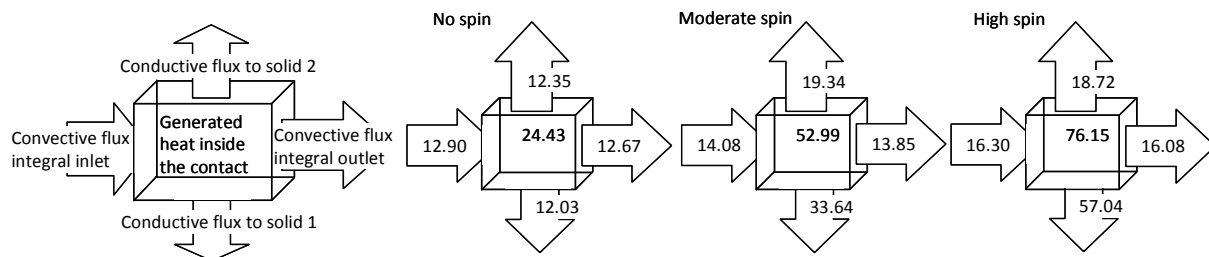


Figure 16 : Flux de chaleur convectifs (dans le fluide) et conductifs (vers les surfaces solides), en Watt, et puissance générée par compression et cisaillement du fluide dans le contact [DOK-12].

On remarque tout d'abord une élévation très importante de la chaleur générée dans le contact avec l'ajout du pivotement (elle est multipliée par trois par rapport au cas sans pivotement). De plus, lorsque le pivotement augmente, la distribution des flux change à l'interface fluide/solide : le solide 2 qui pivote sur lui-même n'évacue pas la chaleur (limitée à 20 W) de la même manière que le solide 1, animé d'un mouvement longitudinal, et qui évacue jusqu'à 60W. En conséquence, la température globale augmente dans le solide 2 avec le pivotement beaucoup plus que dans le solide 1 (voir la Figure 17). Ceci diminue donc le flux de chaleur par conduction vers le solide 2 (chaud) et augmente le flux vers le solide 1.

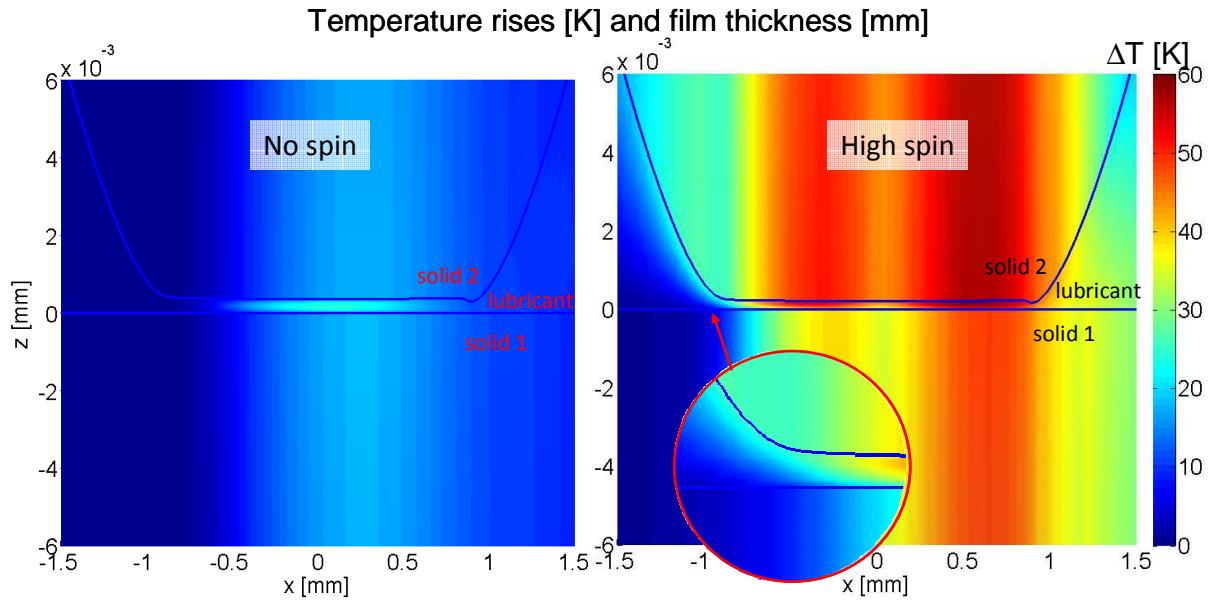


Figure 17: Augmentation de température dans les solides et le fluide sur la coupe $y = 0$, à gauche pour le cas sans pivotement, et à droite pour le cas à fort pivotement (résultats issus de [DOK-12]).

La cartographie des températures sur une coupe $y = 0$ (Figure 17) est riche d'enseignements. On peut y distinguer en effet que la surface chaude (le solide 2 en pivotement) va chauffer le lubrifiant par conduction juste avant que celui-ci n'entre dans le contact, amenant un flux convectif de chaleur à l'entrée plus élevé. Avec une température plus importante, la viscosité du lubrifiant chute. Ceci explique donc la diminution générale d'épaisseur de film (Tableau 1).

c) Frottement et puissance dissipée

Dans le cas du pivotement, il devient nécessaire de définir, alternativement à l'équation (13), deux coefficients de frottement, longitudinal (selon x) et transverse (selon y), définis de la façon suivante :

$$C_{fx} = \frac{1}{W} \iint_S \tau_{zx} dS \quad (28)$$

$$C_{fy} = \frac{1}{W} \iint_S \tau_{zy} dS$$

On représente sur la Figure 18 les coefficients de frottement calculés avec et sans effets thermiques, comparés aux mesures sur Tribogyr.

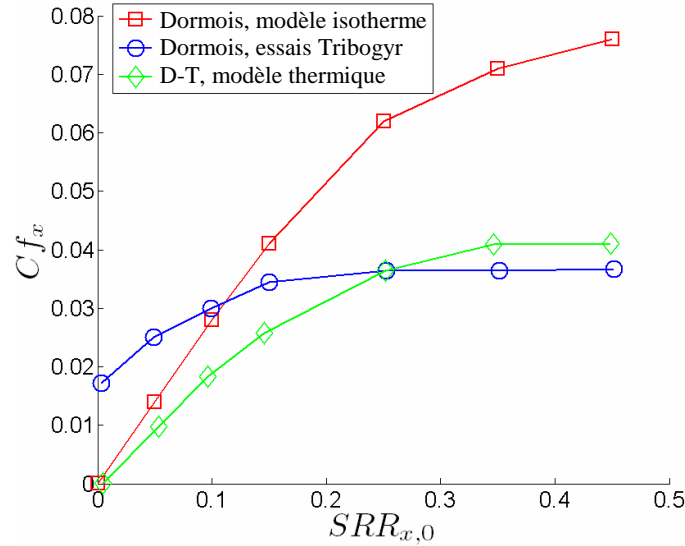


Figure 18 : Coefficients de frottement longitudinaux calculés numériquement ([DOR-10] et [DOK-12]) et mesurés [DOR-09] pour une même configuration de contact ($\lambda = 2^\circ$, $U_{m,0} = 2\text{m/s}$, $V_{m,0} = 0\text{ m/s}$, Ω_2 entre 680 et 840 rad/s).

Dès lors que les effets thermiques sont pris en compte dans le modèle (accompagnés d'une loi rhéologique réaliste), les résultats expérimentaux et numériques deviennent très proches. Cet impact des aspects thermiques, suspecté à l'issue des premières études expérimentales (Figure 10), est bien confirmé par le modèle numérique.

L'étude expérimentale a déjà montré la décroissance du coefficient de frottement (à taux de glissement $SRR_{x,0}$ imposé) avec l'augmentation du pivotement. Grâce à la simulation numérique (voir [DOR-10] puis [DOK-12]), il est permis d'expliquer cet effet : avec l'ajout du pivotement, une partie du contact est soumise à des contraintes longitudinales de cisaillement négatives et l'intégration des contraintes sur toute la surface du contact va donc provoquer un frottement moins important.

Mais l'analyse seule du frottement longitudinal, et même du frottement transverse [DOR-10], ne peuvent pas expliquer la génération de chaleur (et donc les pertes énergétiques) a contrario toujours plus élevées lorsque le pivotement augmente. C'est pourquoi la puissance dissipée (notée PL ici) est introduite, en prenant en compte le couple T_z induit par le pivotement, et décrite de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
 PL &= \iint_S (\tau_{zx} \Delta U + \tau_{zy} \Delta V) dS \\
 PL &= \Delta U_0 \iint_S \tau_{zx} dS + \Delta V_0 \iint_S \tau_{zy} dS + \Delta \Omega \iint_S (x \tau_{zy} - y \tau_{zx}) dS \\
 PL &= \underbrace{\Delta U_0 F_x + \Delta V_0 F_y}_{\text{Puissance dissipée par glissement}} + \underbrace{\Delta \Omega T_z}_{\text{Puissance dissipée par pivotement}} \quad (29)
 \end{aligned}$$

Où les composantes constantes des différences de vitesse s'écrivent (par analogie avec l'équation (27)) :

$$\begin{aligned}\Delta U_0 &= |U_{2,0} - U_{1,0}| \\ \Delta V_0 &= |V_{2,0} - V_{1,0}| \\ \Delta \Omega &= |\Omega_2 - \Omega_1|\end{aligned}\tag{30}$$

La puissance totale dissipée, les puissances dissipées par glissement et par pivotement, ainsi que la chaleur générée dans le contact sont représentées sur la Figure 19.

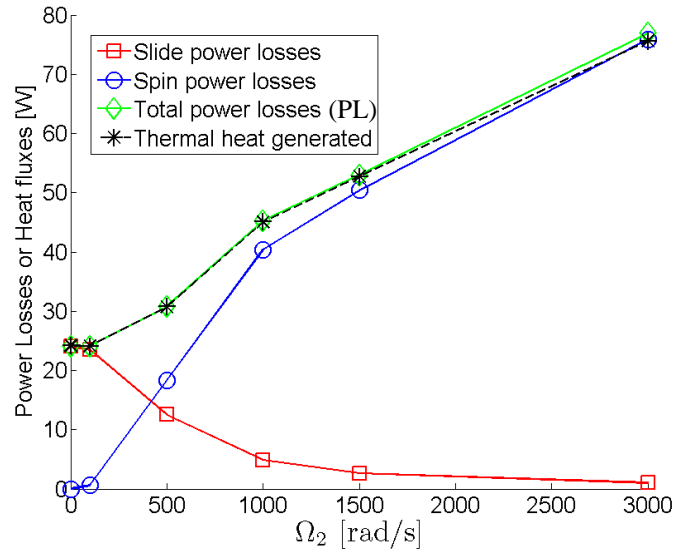


Figure 19: Puissances dissipées et chaleur générée, fonction du pivotement (selon [DOK-12]).

On note tout d'abord la parfaite concordance entre l'énergie mécanique perdue (PL) et la chaleur générée, validant la conservation énergétique globale du modèle. Lorsque le pivotement augmente, la puissance dissipée par la composante de glissement diminue. Ceci s'explique par la diminution de la viscosité, due aux effets non-newtoniens et surtout thermiques montrés plus haut. La chute du frottement longitudinal représenté sur la Figure 8 est par ailleurs en parfait accord avec ces résultats. Mais, alors que le pivotement augmente, la puissance totale dissipée augmente notablement, entraînée par les pertes dues au pivotement. Puisque le couple de frottement T_z est directement lié à la chaleur générée, il pourra sans doute être considéré comme un bien meilleur indicateur que le frottement longitudinal (ou même transverse) des pertes énergétiques dans ce type de contact.

1.2.4 Bilan

Le modèle de contact thermoélastohydrodynamique présenté dans la section 1.1 a été appliqué avec succès au cas des situations à fort pivotement. Il a mis en évidence la nécessité d'une prise en compte du problème thermique pour le calcul de l'épaisseur de film (classiquement considérée relativement indépendante du profil de température).

En complément des expérimentations, ce modèle a permis des estimations de grandeurs locales comme les champs de température et les flux de chaleur, pour finalement mettre en lumière le rôle essentiel joué par le couple de pivotement sur la puissance totale dissipée, en décorrélation totale du coefficient de frottement (longitudinal) mesuré habituellement.

Enfin, grâce à cette modélisation originale, une interaction forte entre le contact et le mécanisme environnant (qui induit ici la cinématique bien particulière du pivotement) a été mise en évidence, ce qui augure des modélisations plus proches des problèmes réels (cf. chapitre 3 et Figure 54).

1.3 Au-delà de Reynolds

Le modèle numérique présenté dans la section 1.1, a permis des avancées récentes portant sur les fluides de très faible viscosité [HAB-08A], les contacts à fort pivotement (présentés dans la section 1.2) ou encore l'effet des thermo- et piezo-dépendances des propriétés thermiques du lubrifiant ([HAB-10] et [HAB-11]). Cependant, sa mise en œuvre implique un algorithme complexe, dû à l'intégration dans l'équation de Reynolds de propriétés variant dans l'épaisseur du film. De plus, l'hypothèse de film mince est une limitation qui empêche d'étudier correctement les zones à l'entrée et à la sortie du contact. Or, les écoulements autour de la zone de contact sont de première importance si l'on considère le contact dans son environnement. En effet, dans un roulement par exemple, la quantité de lubrifiant disponible à l'entrée d'un contact dépend de ce qu'il reste sur les pistes de frottement des corps roulants, c'est-à-dire de la répartition de lubrifiant qui s'est opérée à la sortie du contact précédent. C'est tout l'objet de la thèse de Vincent Bruyère [T6] que de proposer un nouveau type de modélisation qui offre du recul, au sens où l'on va progressivement aborder le contact à une échelle plus grande, par rapport aux modélisations précédentes.

Cette section se décomposera en deux sous-sections, montrant premièrement les phénomènes particuliers relevés dans la zone de contact lorsque le taux de glissement devient élevé, et dans un deuxième temps comment il devient possible de modéliser les alentours du contact et notamment la zone de sortie du lubrifiant.

1.3.1 Analyse des situations à forts taux de glissement

a) **Description succincte du modèle**

Cette modélisation a de nombreux points communs avec la démarche présentée jusqu'ici. Elle diffère néanmoins sur le fait que le film fluide est explicitement modélisé dans toute son épaisseur, sa vitesse et sa pression étant décrites par les équations de Navier-Stokes :

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho \vec{U}_f) &= 0 \\ \rho (\vec{U}_f \cdot \nabla \vec{U}_f) &= \nabla \cdot \left(\left(-p + \frac{2}{3} \eta \nabla \cdot \vec{U}_f \right) I + \eta \left(\nabla \vec{U}_f + (\nabla \vec{U}_f)^T \right) \right) \end{aligned} \quad (31)$$

où \vec{U}_f est le champ de vitesse dans le fluide.

Ce modèle, plus coûteux sur le plan numérique qu'un modèle de type « Reynolds », est utilisé pour une première approche dans une configuration de contact cylindre-plan, afin d'obtenir un modèle 2D, tel que représenté sur la Figure 20.

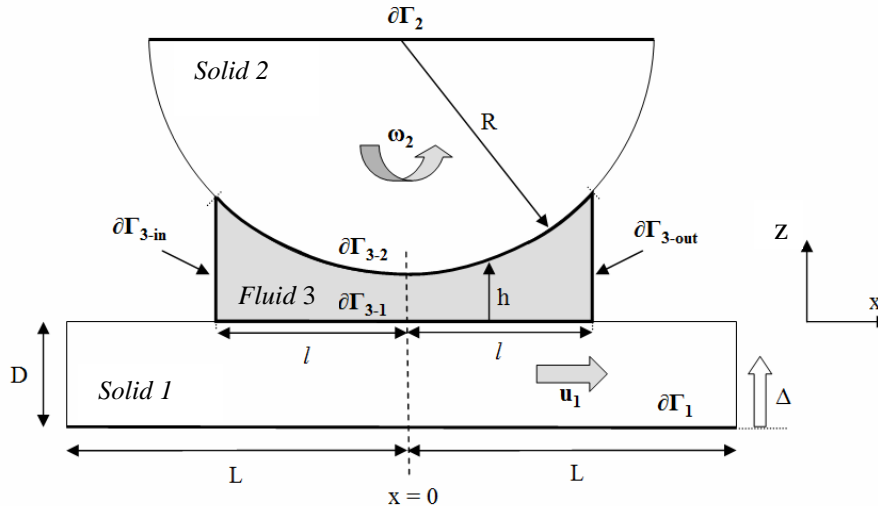


Figure 20 : Géométrie du modèle de contact cylindre/plan (issu de [BRU-12]).

De même que dans le modèle précédent (section 1.1), le problème élastique est résolu dans l'un des deux solides, de propriétés équivalentes aux deux solides réels (équation (8)). Ici, le plan 1 est ainsi considéré indéformable, et les équations d'élasticité sont résolues dans le cylindre 2. Il n'y a pas d'hypothèse de fluide Newtonien ni de régime isotherme : la densité et la viscosité du lubrifiant sont libres de varier dans l'épaisseur du film (en fonction de la pression, de la température et du taux de cisaillement). Les équations d'énergies sont résolues dans les trois domaines (le fluide (noté 3) et les deux solides 1 et 2) avec des conditions limites associées du même type que précédemment. A ceci s'ajoute l'équation d'équilibre de la charge (équation (9)).

La principale difficulté vient du fait qu'il faut accommoder la description eulérienne du fluide (l'observateur regarde passer le fluide qui s'écoule à travers un domaine fixé) et la description lagrangienne des solides déformables (l'observateur suit le solide pendant qu'il se déplace). Pour ce faire, on utilise ici la méthode ALE (Arbitraire Lagrangien Eulérien) qui consiste à déplacer la frontière à l'interface fluide-solide à mesure que le solide se déforme. Le domaine 3 (fluide) prendra donc une forme qui évolue au cours des itérations du calcul. Pour ne pas distordre le maillage, tous les nœuds à l'intérieur du domaine fluide sont déplacés de manière à suivre la frontière mobile. Les coordonnées du repère mobile où sont exprimées les équations de Navier-Stokes, satisfont généralement un Laplacien par rapport au repère fixe où sont exprimées les équations d'élasticité.

On n'entre volontairement pas ici dans les détails du modèle, le lecteur intéressé se référera à [BRU-12].

b) Frottement

En prenant en compte à la fois le comportement non-Newtonien du lubrifiant et les effets thermiques, les résultats de frottement (Figure 21) deviennent tout à fait réalistes, que ce soit pour une modélisation de type « Reynolds généralisé » (équation (19)) ou « Navier-Stokes » comme détaillé dans l'équation (31).

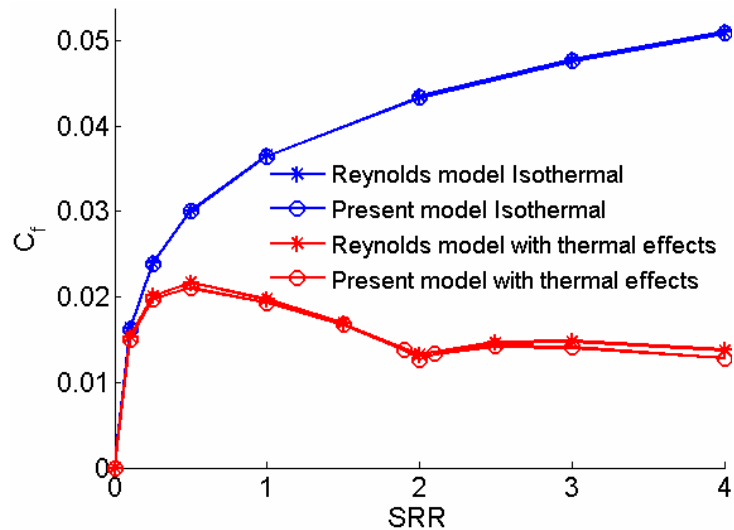


Figure 21 : Calcul du coefficient de frottement, avec une rhéologie non-Newtonienne de type Ree-Eyring, incluant ou non les effets thermiques, et en considérant un modèle de type « Reynolds » ou « Navier-Stokes ». Résultats issus de [BRU-12].

Les résultats très proches entre les deux approches permettent de conforter les modèles, mais ne montrent pas pour l'instant l'intérêt de la nouvelle modélisation. On note cependant sur la Figure 21 un minimum local de coefficient de frottement pour $SRR = 2$ (situation de pur glissement), que l'on va tenter d'expliquer.

En analysant le champ de température dans le cas du glissement pur sur la Figure 22, on remarque une situation semblable au cas du fort pivotement (Figure 17), où la chaleur s'accumule dans le solide fixe (solide 2) tandis qu'elle est évacuée par le solide en mouvement (solide 1). Le nouveau modèle permet de superposer les lignes de courant dans le lubrifiant (3) et de voir le fluide « lécher » la surface du solide fixe et s'y réchauffer, juste avant d'entrer dans le contact à une température plus chaude, c'est-à-dire avec une viscosité plus faible.

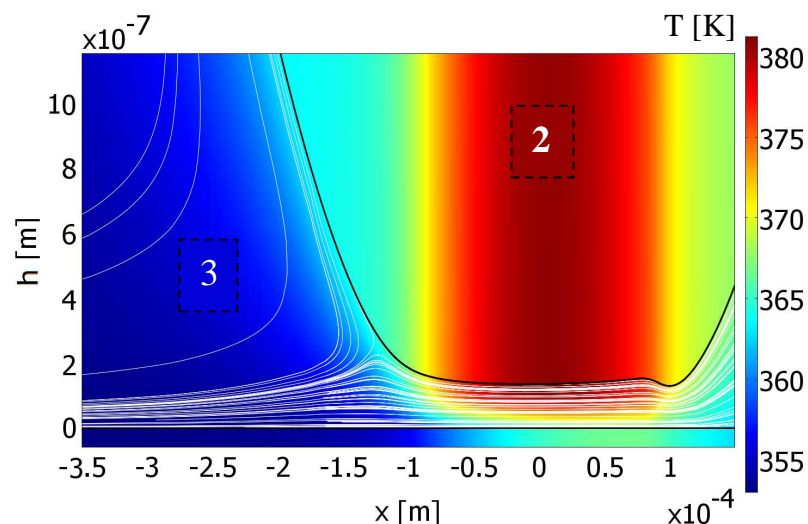


Figure 22 : Champ de température et lignes de courant dans le contact cylindre/plan en glissement pur. Résultats issus de [BRU-12].

Dans les cas où le taux de glissement est un peu plus faible (situation de roulement-glissement) ou un peu plus important (dans ce cas les solides auraient des vitesses opposées), la chaleur peut être transportée par advection dans le solide, et le lubrifiant, qui ne peut pas s'y chauffer, entre plus froid dans le contact. Avec une viscosité du lubrifiant particulièrement faible à glissement pur à cause de cet effet thermique, la courbe de frottement admet donc un minimum local.

c) Epaisseur de film

En poussant encore plus loin les sollicitations appliquées au contact, vers des taux de glissement SRR bien au-delà de 2, l'épaisseur de film se trouve grandement modifiée. On voit en effet se produire sur la Figure 23 une déformée très particulière du cylindre qui donne un maximum local d'épaisseur de film identifié sous le nom de *dimple* dans la littérature expérimentale ([YAG-05], [KAN-96]). Notons également la présence d'un minimum d'épaisseur de film cette fois situé dans la partie gauche de la Figure 23

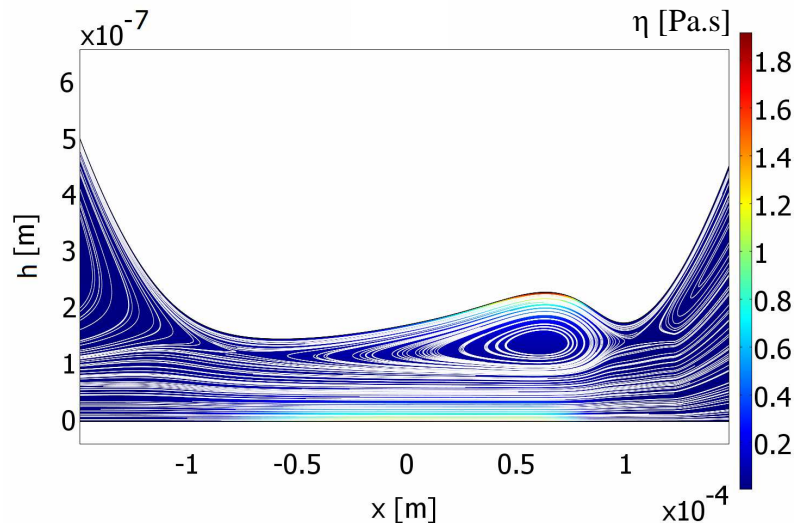


Figure 23 : Champ de viscosité (en couleur) et lignes de courant (en blanc) dans le lubrifiant pour la cas SRR = 4. Résultats issus de [BRU-12].

Grâce à ce nouveau modèle, on peut clairement identifier une zone de recirculation du lubrifiant sous le dimple : au centre du film une certaine quantité de lubrifiant ne sort plus du contact, mais « tourne sur elle-même », alors qu'au niveau des solides inférieur et supérieur, une autre partie du fluide suit les surfaces (animées de vitesses opposées).

Un autre enseignement important de la Figure 23 concerne le champ de viscosité. Loin d'être constante dans l'épaisseur, la viscosité montre ici des valeurs très élevées au niveau des deux surfaces (surtout dans la zone du dimple), ce qui s'explique par un gradient de température très grand entre le centre du film et les surfaces. Au centre, la chaleur n'est plus évacuée par convection, à cause de cette recirculation. Or, le terme :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{\partial \eta}{\partial z} \frac{\partial u}{\partial z} \quad (32)$$

pris en compte dans les équations de Navier-Stokes, mais négligé dans Reynolds (1), montre qu'un gradient de viscosité dans l'épaisseur peut être responsable d'un gradient de pression,

expliquant la formation de dimple par le phénomène appelé *viscosity wedge* par Cameron [CAM-58].

Dans le cas où les vitesses des deux solides sont égales et de sens opposés ($U_1 = -U_2$), le taux de glissement SRR atteint une valeur infinie et la vitesse d'entraînement U_m telle que définie par l'équation (5) devient nulle. Dans ce cas, l'équation de Reynolds (1) prédit naturellement une épaisseur de film nulle sur tout le contact. Et pourtant le présent modèle, conformément aux expérimentations [YAG-05], montre clairement qu'un film de lubrifiant peut s'établir (Figure 24).

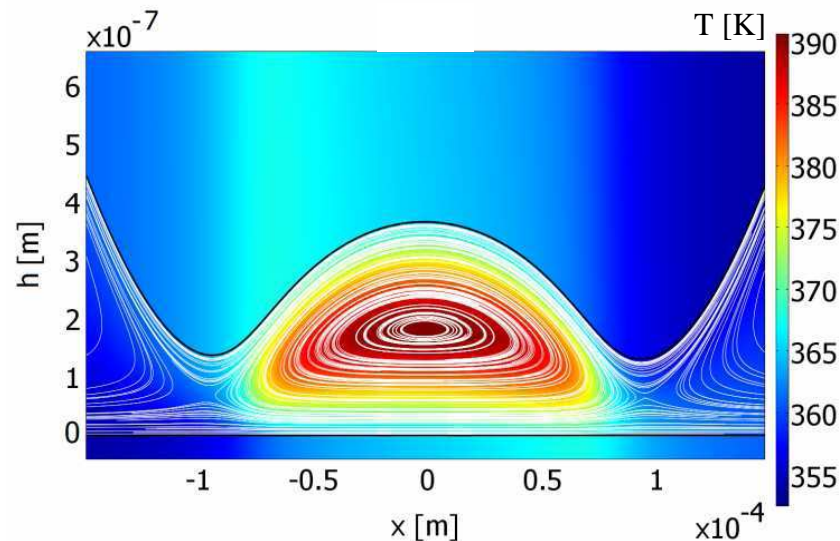


Figure 24 : Epaisseur de film, champ de température et ligne de courant dans le cas SRR infini. Résultats issus de [BRU-12].

Dans ce cas, une quantité importante du fluide est piégée à l'intérieur du contact, en rotation autour d'elle-même. La chaleur qui s'y accumule n'est pas évacuée par convection et le phénomène de génération de pression dû à un fort gradient de viscosité entre en jeu.

La description complète du champ de vitesse de fluide, permettant de retrouver la zone de recirculation, est donc un apport certain de ce modèle.

De plus, l'hypothèse des films minces n'est plus de rigueur dans cette approche, ce qui permet maintenant de considérer le contact à une échelle plus grande, en incluant également les écoulements du fluide en périphérie du contact. La sous-section suivante dresse l'état des lieux des recherches sur la zone de sortie.

1.3.2 Autour du contact lubrifié

Le modèle développé ci-dessus peut en effet devenir la base de nouvelles investigations qui ne se limitent plus à la zone de film mince. Les écoulements de lubrifiant autour du contact, et en interaction avec celui-ci, peuvent maintenant être considérés. Ils sont de première importance dès lors que l'on considère que, dans un mécanisme réel, la quantité de lubrifiant disponible à l'entrée du contact n'est pas forcément suffisante pour garantir un fonctionnement optimal du contact. Or, prévoir la sous-alimentation d'un contact revient (en partie) à déterminer quelle quantité de lubrifiant est laissée sur chacune des deux surfaces à la sortie du contact précédent (dans le cas des roulements par exemple).

Dans la zone de sortie du contact, les modèles classiques de lubrification considèrent une seule phase de fluide pour laquelle l'équation de Reynolds est résolue. Ne pouvant distinguer les différentes phases en jeu (potentiellement le lubrifiant liquide, l'air, voir le lubrifiant sous forme de vapeur), ces modèles intègrent des artefacts numériques permettant d'obtenir des pressions non négatives dans cette zone ([ELR-81], [SAH-07]).

Or, pour répondre à la problématique fixée ici, il nous faut modéliser comment le fluide se sépare en sortie de contact, et laisse place à un ménisque air/huile. Comme schématisé sur la Figure 25, le modèle développé inclut une description biphasique du fluide puisqu'à la fois l'air et le lubrifiant sont présents dans cette zone.

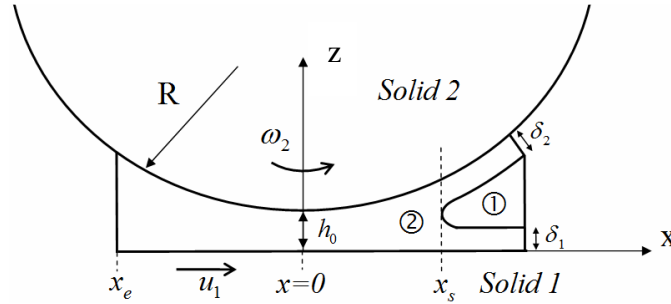


Figure 25 : Le contact lubrifié et la zone de sortie. ① représente la zone où l'air est présent, ② la zone couverte par le lubrifiant.

Les équations de Navier-Stokes sont complétées par le modèle de Cahn-Hilliard [CAH-57] pour décrire l'interface air-lubrifiant. Ce modèle à interface diffuse permet d'interpréter sur des bases physiques la séparation des deux phases du fluide. Les équations résolues dans le fluide (33), écrites ici avec les paramètres adimensionnés (notés $*$), comportent deux nouvelles inconnues : G le potentiel chimique et ϕ la répartition entre les deux phases fluides ($\phi = \pm 1$).

$$\begin{aligned} \nabla^* \cdot \vec{U}_f^* &= 0 \\ \text{Re} \rho^* \left(\frac{\partial \vec{U}_f^*}{\partial t^*} + (\vec{U}_f^* \cdot \nabla^*) \vec{U}_f^* \right) &= \nabla^* \cdot \left[-p^* \vec{I} + \eta^* (\nabla^* \vec{U}_f^* + \nabla^{*T} \vec{U}_f^*) \right] - \frac{Bo}{Ca} \rho^* \vec{z} + \frac{1}{Ca} \frac{1}{Ch} G^* \cdot \nabla^* \phi \\ \frac{\partial \phi}{\partial t^*} + \vec{U}_f^* \cdot \nabla^* \phi &= \frac{1}{Pe} \nabla^* \cdot \nabla^* G^* \\ G^* &= \frac{3}{2\sqrt{2}} \left((\phi^2 - 1) \phi - Ch^2 \nabla^* \cdot \nabla^* \phi \right) \end{aligned} \quad (33)$$

Trois nombres adimensionnés représentent des caractéristiques physiques de l'écoulement : Re , le nombre de Reynolds (rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses), Bo , le nombre de Bond (rapport entre les forces gravitationnelles et la tension de surface) et Ca le nombre capillaire (rapport entre les forces visqueuses et la tension de surface).

En revanche Ch , le nombre de Cahn, et Pe , le nombre de Péclet, sont des paramètres reliés à l'épaisseur de l'interface air/lubrifiant et au temps de diffusion de cette interface. Le lecteur trouvera davantage de détails sur le modèle dans [BRU-X].

Il apparaît dans le système d'équation (33) que la tension de surface entre les deux phases fluides (présente dans les paramètres Bo et Ca) peut devenir un paramètre de première importance. En effet, lorsque celle-ci est suffisamment forte, une zone « morte » se crée

derrière le ménisque de sortie, où le fluide tourne sur lui-même à faible vitesse (voir la Figure 26).

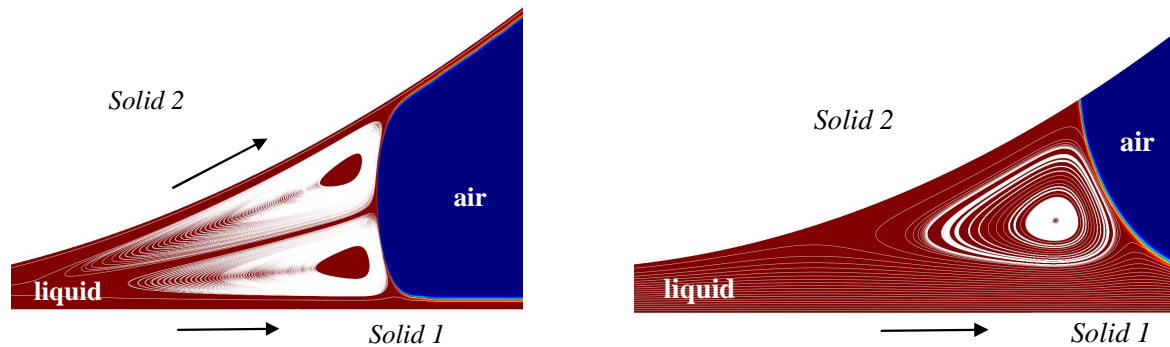


Figure 26 : Modélisation du ménisque air-lubrifiant en sortie du contact, à gauche en roulement pur, et à droite en glissement pur (le solide 2 est immobile). Les lignes blanches représentent les lignes de courant dans le lubrifiant, en rouge le lubrifiant et en bleu l'air. D'après [BRU-X].

Validée par les constats expérimentaux, l'investigation numérique permet de mesurer localement les effets du ménisque.

Dans les situations intermédiaires aux deux cas traités Figure 26, où le taux de glissement SRR varie (entre 0 et 2, cf. eq. (14)), la quantité de fluide présente sur chaque surface peut dès lors être évaluée (voir Figure 27).

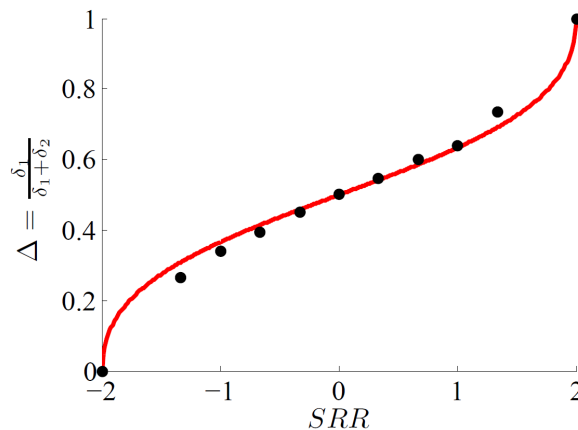


Figure 27 : Répartition de fluide sur les surfaces en sortie de contact, telle que décrite Figure 25. Les points sont des résultats numériques, la ligne continue un modèle analytique décrit dans [BRU-X].

L'influence du ménisque air-lubrifiant, considérée ici dans un régime de lubrification hydrodynamique, pourrait ensuite être étudiée dans le cadre du régime élastohydrodynamique où les pressions, bien plus élevées dans la zone de contact, peuvent conduire à des phénomènes encore mal évalués (comme la vaporisation du lubrifiant) dans la zone de sortie.

1.3.3 Bilan

Les modèles numériques alternatifs développés ici permettent une analyse locale de la circulation du lubrifiant, dans la zone de contact mais aussi dans ses environs – puisque l’hypothèse des films minces n’est plus nécessaire.

Dans la zone du contact, à fort glissement, la prise en compte de zones de recirculation ajoute à la compréhension actuelle sur la formation de *Dimple*. Lorsque les surfaces sont animées de vitesses opposées, ce nouveau type de modèle peut rendre compte d’un mécanisme de lubrification observé par ailleurs expérimentalement, là où les modèles classiques, basés sur l’équation de Reynolds, échouent.

Le bénéfice le plus important de cette nouvelle approche est la possibilité d’étudier, dans un même modèle, la circulation du lubrifiant dans et autour du contact lubrifié. Dans la zone de sortie du contact, nombre « d’algorithmes de cavitation » (par exemple [ELR-81], [SAH-07]) tentent de cacher les lacunes des modèles classiques en forçant les pressions jugées « trop négatives » à zéro. Avec cette nouvelle génération de modèles, la physique du milieu biphasique est maintenant prise en compte, ainsi que les caractéristiques de tension de surface air/lubrifiant et de mouillage aux surfaces solides.

Dans le cas du régime élastohydrodynamique, d’autres phénomènes physiques restent à intégrer, comme l’éventuelle vaporisation du lubrifiant, ce qui devient possible à partir de cette nouvelle approche.

Enfin, dans le but d’appréhender les problèmes de sous-alimentation en lubrifiant, la circulation du fluide à la fois dans la zone d’entrée et sur les côtés du contact pourra compléter l’étude sur la zone de sortie. Ceci nécessite une extension en trois dimensions du présent modèle, qui devient possible avec les acquisitions informatiques récentes au laboratoire.

2. Modélisation à l'échelle moléculaire du contact lubrifié, vers une analyse multi-échelles

Les modèles continus, tels que décrits dans tout le chapitre 1, présentent les avantages certains d'une modélisation de la zone entière du contact (quelques millimètres carrés), voir même au-delà (tel qu'évoqué dans la section 1.3.2), pour des temps de calcul tout à fait raisonnables. Pourtant, malgré les efforts pour repousser des hypothèses trop réductrices (effets thermiques, rhéologie non-newtonienne, recirculation du lubrifiant), ces modèles ont en commun la faiblesse principale qu'il ne peuvent pas représenter la nature discrète d'un matériau (fluide ou solide), dès lors qu'on souhaite le traiter à l'échelle des atomes et des molécules qui le composent.

C'est pour compléter ces modèles, et identifier les phénomènes fondamentaux se produisant à cette échelle, qu'est mise en place une nouvelle approche. Il sera détaillé dans ce chapitre les motivations d'une telle démarche, incluant les enjeux industriels actuels, avant de décrire le nouveau type de modèle mis en place. Nous étudierons ensuite les phénomènes locaux mis en évidence grâce à cette approche, puis nous proposerons une démarche pour intégrer les phénomènes identifiés à l'échelle nanométrique dans les modèles continus décrits précédemment.

2.1 Pourquoi une modélisation à cette échelle ?

A cause des contraintes économiques et environnementales actuelles, les organes des liaisons mécaniques que l'on conçoit de nos jours, plus petits et plus légers, transmettent plus d'énergie alors même qu'on voudrait qu'ils en dissipent moins. L'une des conséquences de ces tendances est qu'au cours des dernières décades, ces mécanismes mettent en œuvre des épaisseurs de film de lubrifiant de plus en plus fines, comme montré dans la Figure 28.

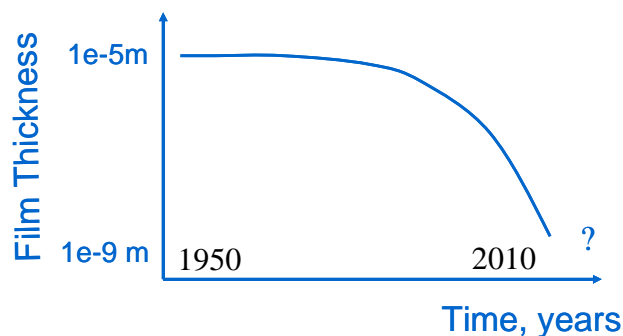


Figure 28 : Evolution de l'épaisseur de film au cours des dernières décades. Image issue de la présentation d'HDR de Moralès-Espejel [MOR-09]. Elle s'inspire fortement d'une figure de D. Dowson [DOW-98], en la complétant par le ressenti de l'industriel.

Les huiles de base et les additifs sont modifiés ou remplacés, de manière à polluer moins et à bénéficier au maximum des fluides environnant le contact (économie de volume, de masse, d'argent) comme les carburants, les réfrigérants, etc. suivant le mécanisme en question. Or ces fluides, souvent de très faible viscosité ne sont pas conçus à l'origine pour être de bons lubrifiants : un difficile compromis est donc à trouver.

La thèse de W. Habchi, dont l'application visée concernait l'utilisation de tels fluides en tant que lubrifiant dans des contacts EHD, a montré que pour des vitesses d'entraînement tout à fait usuelles, l'épaisseur de film chute vers des valeurs dont l'ordre de grandeur est proche de la taille des molécules qui constituent le lubrifiant (Figure 29).

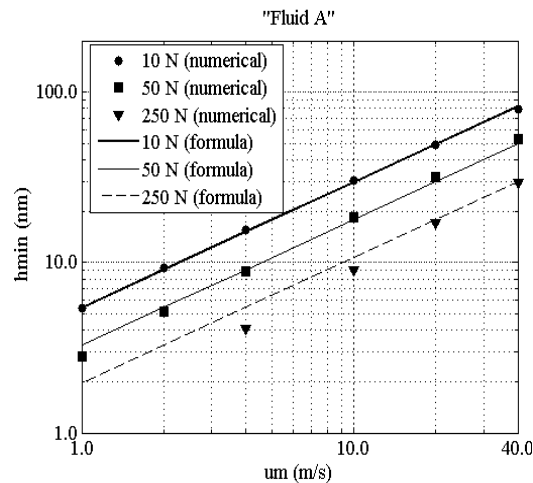


Figure 29 : Epaisseur de film fonction de la vitesse d'entraînement pour un fluide très faible viscosité. Résultats issus de la thèse de W. Habchi [HAB-08A].

Il devient alors légitime de remettre en cause les modèles continus qui prédisent de telles épaisseurs, car les hypothèses classiques ne tiennent plus : le milieu fluide peut difficilement être considéré a priori comme continu, car seules quelques couches de molécules séparent les surfaces solides. De par la nature discrète des molécules du fluide et des surfaces qui le confine, l'hypothèse classique de non glissement du lubrifiant aux parois solides ne peut plus être supposée a priori, mais mérite une attention particulière. Le glissement aux parois pourrait avoir en effet des conséquences notables sur le comportement du film mince confiné.

2.2 Mise en place d'un modèle de lubrification à l'échelle nano

Parmi les différentes approches envisagées (on lira [REN-11] pour un questionnement sur ce point), la méthode de Dynamique Moléculaire (DM) est apparue rapidement comme un bon compromis à la fois en terme d'échelle à explorer (par rapport aux modèles ab initio d'une part et continus d'autre part), et de temps de calcul. Mais elle est aussi une méthode déterministe qui permet d'évaluer au cours du temps les positions, vitesses, etc. de chaque atome du système, ce que la méthode Monte Carlo, parfois concurrente, ne permet pas. En tribologie, on trouve les travaux numériques (parmi bien d'autres ! il est simplement question ici de donner quelques pistes) de Thompson, Robbins et al. [THO-90, THO-92] mais aussi Landman et al. [GAO-97] sur les aspects de commensurabilité entre surface et fluide et de structuration du fluide, Cummings et al. [GUP-97] sur la rhéologie des lubrifiants confinés, Jabbarzadeh, Tanner et al. [JAB-00, JAB-02] sur l'action locale des molécules de lubrifiant,

Kubo et al. [KAM-03] sur les aspects tribo-chimiques. On trouvera une étude bibliographique plus détaillée dans [BER-10A].

Après un rapide exposé de la méthode, un modèle de contact lubrifié à l'échelle moléculaire sera présenté. Nous traiterons ensuite deux aspects cruciaux de ce type de modèle : le choix de potentiels d'interaction inter-atomique adéquats et la question de la dissipation d'énergie.

2.2.1 La méthode Dynamique Moléculaire : principe, *soft* et *hardware*

La base de la méthode Dynamique Moléculaire est simple à mettre en place, en terme d'algorithme numérique (voir Figure 30). Chaque atome à modéliser est initialement placé dans un domaine de dimensions finies. En analysant les différentes distances entre atomes, il est possible de déduire, à partir de lois d'interactions interatomiques (décrits plus en détail dans 2.2.3), le potentiel (ou, en le dérivant, la force d'interaction) échangé entre atomes voisins. Sur chaque atome est ensuite fait le bilan des forces extérieures qui s'y exercent, et la loi classique de la dynamique (Newton) donne l'accélération correspondante à cet instant t . En intégrant deux fois l'accélération par rapport au temps (généralement à l'aide du schéma de Verlet), on obtient la position de chaque atome au pas de temps suivant.

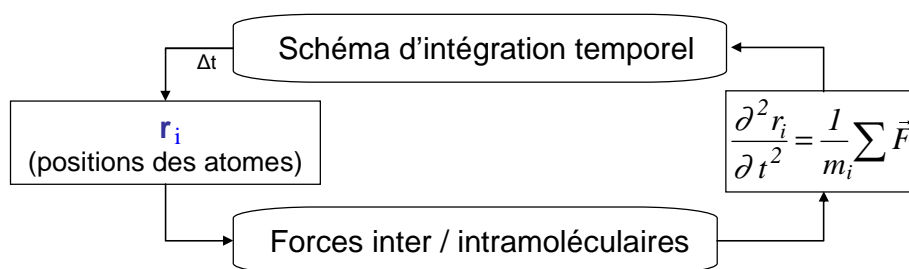


Figure 30 : Principe de base de la méthode de Dynamique Moléculaire

Pour plus de détails sur la méthode en général, le lecteur est invité à lire [ALL-87]. Il s'est avéré intéressant au cours des thèses de Hassan Berro [T4] et Daniele Savio [T7] d'utiliser le logiciel LAMMPS (<http://lammps.sandia.gov>). Développé par Sandia Lab aux Etats-Unis et largement utilisé dans la communauté, il présente les avantages à la fois d'être parallélisé et *opensource* (code ouvert pour modifications éventuelles).

Les distances en jeu dans cette approche sont de l'ordre de l'Angström, et les masses des atomes de l'ordre de 10^{-26} kg. Le pas de temps choisi doit être lui aussi très petit (classiquement de l'ordre de la femtoseconde), représentant une fraction de la période d'interaction entre atomes. Une architecture informatique (*hardware*) adéquate doit être accessible, car simuler un cisaillement pendant quelques nanosecondes dans un domaine de quelques nanomètres de long (sur quelques CPU en parallèle) prend quelques jours. Le cluster P2CHPD de la Fédération Lyonnaise de Calcul Haute Performance (FLCHP) a donc été mis à contribution pour cette thématique (années 2007 à 2009), en parallèle de l'installation progressive d'un cluster interne au laboratoire (à partir de 2009) grâce notamment au projet ANR DiNEET [P02].

Les structures propres à ce type de méthode étant présentées, il reste maintenant à définir le contact étudié à l'échelle nano, les potentiels d'interactions entre atomes et le traitement de la dissipation énergétique.

2.2.2 Le contact lubrifié à l'échelle nanométrique

Il s'agit d'étudier typiquement une petite région (de quelques dizaines de nanomètres carrés) à l'intérieur de l'aire de contact. Ce domaine modélisé en Dynamique Moléculaire comporte deux régions solides (les parties superficielles des deux solides en contact, souvent un réseau cristallin d'atomes) et une région fluide à l'interface, constituée des molécules présentes dans le lubrifiant.

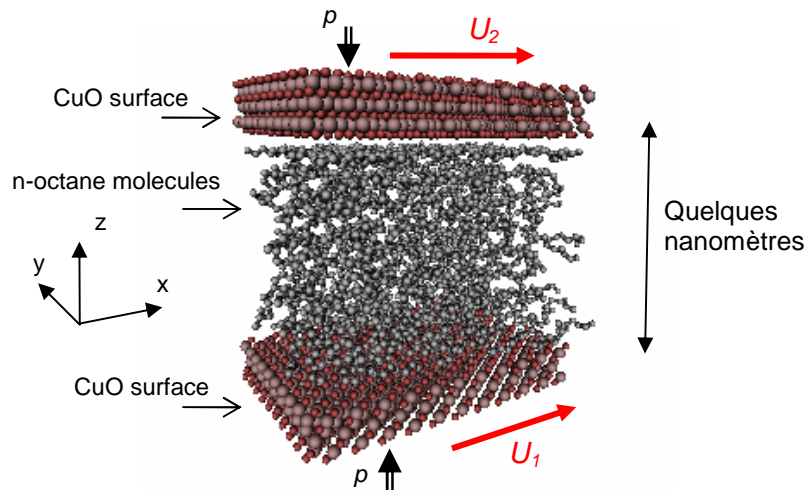


Figure 31 : Représentation du domaine Dynamique Moléculaire (issu de [FIL-11]).

Puisque le contact réel s'étend dans les dimensions x et y (Figure 31) sur des distances plus grandes que l'épaisseur de plusieurs ordres de grandeurs, des conditions aux limites périodiques sont mises en place (chaque atome qui sort d'un côté « rentre » par le côté opposé).

Il est possible d'appliquer une pression p sur les deux surfaces élémentaires (d'aire S_e), qui sont animées respectivement des vitesses U_1 et U_2 .

Les détails relatant de la mise en place d'un tel échantillon pourront être lus dans [BER-10A].

2.2.3 Potentiels d'interaction

Comme évoqué dans la section 2.2.1, l'un des éléments clé de ce type de modèle est la définition des potentiels (ou forces) d'interaction entre atomes. On distinguera les interactions entre atomes d'une même molécule (ou à l'intérieur d'un solide), des interactions à distance (entre deux atomes de molécules différentes ou entre fluide et solide).

Pour les interactions à distance, le potentiel de Lennard-Jones [ALL-87] est de loin le plus employé en DM. Il représente à la fois le principe de répulsion de Pauli et d'attraction de Van der Waals :

$$V_{LJ} = 4\epsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right] \quad (34)$$

Avec r la distance entre atomes, et ε et σ tels que :

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_i \varepsilon_j} \quad (35)$$

$$\sigma = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2}$$

les différents ε_i et σ_i étant des caractéristiques de chaque atome.

Les interactions intramoléculaires mettent quand à elles en œuvre des liaisons de type traction, flexion et torsion entre atomes à l'intérieur d'une molécule. Dans la plupart des simulations présentées ici, les molécules du lubrifiant (souvent des alcanes linéaires) ont été simplifiées en remplaçant chaque site CH_2 ou CH_3 par un seul élément, d'interaction équivalente au groupe : il s'agit du modèle *United Atom* [JOR-88].

Les valeurs numériques de tous les paramètres nécessaires sont bien souvent déterminées dans la littérature par des calculs *ab initio*. On trouvera dans le Tableau 2 différentes valeurs caractéristiques, issues de [JOR-88] et [BER-10A].

Non-bounded interactions			
$V_{LJ} = 4\varepsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right]$		ε (kcal.mol ⁻¹)	σ (Å)
	Cu	4.679	2.74
	O	0.210	2.96
	CH ₂	0.091	3.95
	CH ₃	0.195	3.75
Intramolecular interactions			
Bond stretching $V_{bond} = K_b(l - l_0)^2$		K_b (kcal.mol ⁻¹ . Å ⁻²)	l_0 (Å)
	CH ₃ -CH ₂	268.09	1.54
	CH ₂ -CH ₂	268.09	1.54
Angle bending $V_{angle} = C_\theta(\theta - \theta_0)^2$		C_θ (kcal.mol ⁻¹ . deg ⁻²)	θ_0 (deg)
	X-CH ₂ -CH ₂	62.067	114
Torsion $V_{tor} = \sum_{n=1}^4 A_n [1 + (-1)^n \cos(n\phi)]$		A_1 (kcal.mol ⁻¹)	A_2 (kcal.mol ⁻¹)
	X-CH ₂ -CH ₂ - CH ₂	1.4101	-0.2708
		A_3 (kcal.mol ⁻¹)	A_4 (kcal.mol ⁻¹)
		3.1492	0

Tableau 2 : Exemples de paramètres d'interaction, issus de [JOR-88] et [BER-10A].

Il est fondamental de noter que la représentativité de la simulation DM dépendra de la pertinence des lois d'interactions choisies et des valeurs numériques des paramètres employés. Des critères sont alors mis en place pour guider le modélisateur dans ses choix [BER-10A].

2.2.4 Thermostats et dissipation d'énergie

Les lois employées dans la section ci-dessus pour décrire les interactions atomiques sont conservatives en énergie. Or, puisque qu'une compression et des vitesses sont appliquées sur les surfaces solides (voir la Figure 31), de l'énergie mécanique est apportée au système... que devient-elle ?

Pour assurer la conservation de l'énergie, la méthode DM propose de contrôler la température du domaine simulé. A cette échelle, la température instantanée (appelée température cinétique T_k) est représentée par l'agitation des atomes autour de leur mouvement d'ensemble :

$$\frac{1}{2N} \sum_{j=1}^3 \sum_{i=1}^N m_i (v_j^i)^2 = \frac{3}{2} k_B T_k \quad (36)$$

avec k_B la constante de Boltzman, N le nombre d'atomes présents dans le domaine, j les trois directions de l'espace.

Contrôler la température revient à limiter l'agitation atomique dans tout ou partie du domaine. Lorsque les molécules « s'agitent » au-delà d'un certain seuil, il convient de redéfinir leurs vitesses autour d'une valeur correspondant à la température voulue. L'énergie cinétique représentant la température est donc régulée par un thermostat [ALL-87].

Mais la modification des vitesses des atomes pourrait dans notre cas influencer sur le déplacement d'ensemble des molécules de lubrifiant qui s'écoulent. Il convient alors de définir avec soin la façon dont cette température sera calculée, de manière à ne retirer que la composante d'agitation dans la vitesse des atomes, et non de mouvement d'ensemble. Une étude détaillée sur cet aspect a été proposée dans [BER-10B].

D'autre part, l'emplacement et la température de référence du thermostat restent nettement un problème ouvert pour la simulation du cisaillement d'un fluide confiné entre deux surfaces solides. Dans ce cadre, la plupart des auteurs proposent de ne soumettre au thermostat que les deux surfaces solides, laissant la température du fluide évoluer librement.

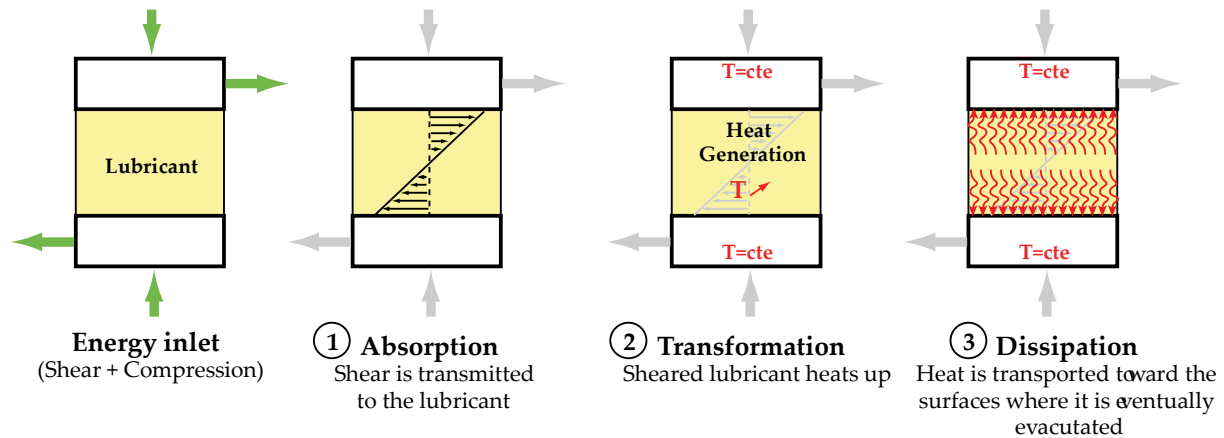


Figure 32 : Transferts d'énergie mécanique en chaleur dans les simulations DM. Image issue de [BER-10A].

Or, contraindre la température des surfaces revient à imposer une condition limite en température au fluide, ce qui ne représente pas la réalité puisque la chaleur peut se propager par conduction dans les solides. On pourrait ne contraindre que les dernières couches des surfaces modélisées en DM, mais à quelle température ? Et à quelle distance du fluide la température peut-elle être considérée comme constante ?

La façon avec laquelle l'énergie sera retirée du système est une donnée qui peut être cruciale en tribologie puisqu'elle est directement liée au frottement que l'on cherche à déterminer. En effet, avec Cf_x le coefficient de frottement et Φ_d le flux de chaleur dissipé par le thermostat, l'équilibre énergétique se traduit en régime permanent par :

$$Cf_x(pS_e)(U_2 - U_1) = \Phi_d \quad (37)$$

Il est alors montré dans [BER-10A] et [BER-11] que la prise en compte d'une méthode spécifique n'est nécessaire que dans les cas où le taux de cisaillement imposé est très élevé, typiquement au-delà de 10^{10} s^{-1} pour ce type de système. D'autre part, dans les cas où elle s'avère nécessaire, une méthode originale est proposée. Elle consiste à coupler à la simulation DM la modélisation continue de deux solides infiniment épais (dans la direction z), représentant les surfaces, dont la condition limite en température T_∞ est assurée très loin du contact.

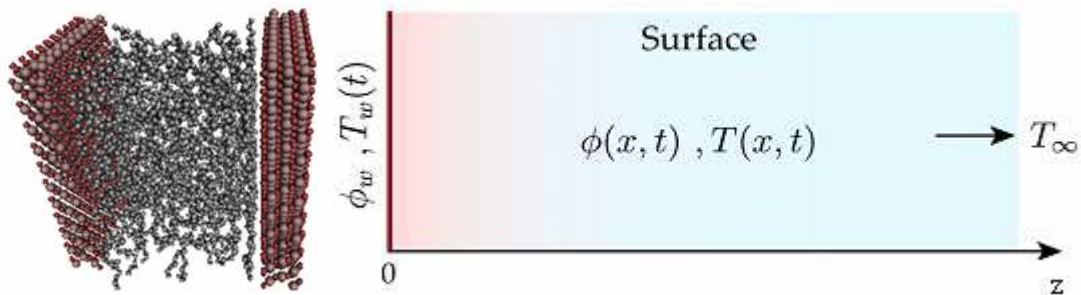


Figure 33 : Représentation schématique de la méthode originale de thermostat pour les cas de cisaillements élevés, présentée dans [BER-11].

La température $T_w(t)$ « imposée » sur la surface modélisée en DM est variable au cours du temps. Elle est gouvernée par le modèle continu qui reçoit en échange (à l'interface entre les deux modèles, à $z = 0$ ici) le flux de chaleur $\Phi_w = \Phi(0,t)$ qui vient du modèle DM.

Des explications beaucoup plus complètes sur ces aspects se trouveront dans [BER-11].

La mise en place du modèle MD est maintenant effective et a donné lieu à une réflexion importante sur les échanges énergétiques, qui sont directement liés au frottement que l'on veut étudier. La gamme de sollicitation pour laquelle une méthode de thermostat avancée est nécessaire est maintenant identifiée.

2.3 Effets spécifiques aux nano-échelles

Il est maintenant possible d'exploiter le modèle MD pour en tirer des éléments complémentaires (à l'échelle nanométrique) sur le contact lubrifié. Un état des lieux des phénomènes locaux est proposé, puis un focus sera fait sur le glissement du fluide aux parois solides en insistant sur la compétition entre la résistance du fluide dans son épaisseur et son interaction avec les parois. Des pistes de réflexion seront alors proposées pour prendre en compte des lubrifiants et des surfaces plus complexes et plus proches de la réalité.

2.3.1 Etat des lieux

Cet état des lieux, forcément partiel, portera sur les trois phénomènes essentiels détectés à l'échelle nanométrique, et qu'il est difficile de caractériser à l'échelle macroscopique : la

rhéologie non-newtonienne du lubrifiant, la structuration du lubrifiant dans l'épaisseur, et le glissement aux parois.

a) Rhéologie

Le chapitre 1 a montré l'influence de la rhéologie non-Newtonienne du lubrifiant, mais il reste difficile de quantifier la viscosité d'un lubrifiant à la fois sous forte pression, fort cisaillement et à température imposée. Or, l'outil DM se révèle un excellent complément aux expériences sur rhéomètre car il passe outre les problèmes de réalisation d'un tel appareil et permet de contrôler les variables d'état indépendamment.

Il est montré dans [BER-10B] et sur la Figure 34 que la modèle DM peut être adaptée pour quantifier la viscosité d'un fluide sous sollicitations imposées (méthode *reversible Non Equilibrium Molecular Dynamics* - rNEMD), avec les limites connues du modèle MD : les molécules ne doivent pas être trop longues et l'épaisseur de lubrifiant doit être faible, sinon le temps de calcul est prohibitif.

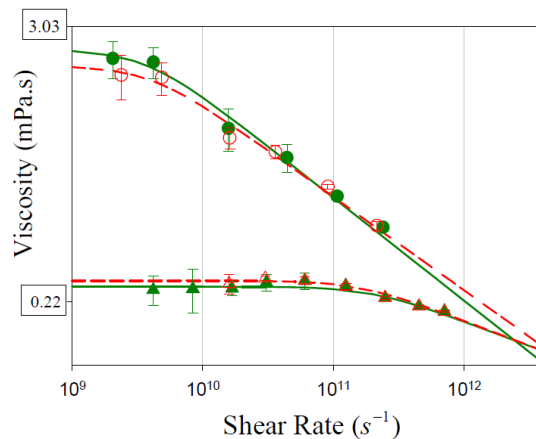


Figure 34 : Viscosités calculées par la méthode rNEMD [BER-10B] pour le n-pentane (triangles) et le n-hexadecane (cercles). Les valeurs encadrées [LID-05] pour chacun des deux cas valident expérimentalement les résultats numériques dans le cas Newtonien.

On retrouve en effet que le fluide fortement cisailé (sur une très faible épaisseur) montre un comportement rhéofluidifiant : sa viscosité diminue, à partir d'un certain seuil, avec le taux de cisaillement.

Ce phénomène, déjà connu et implémenté à l'échelle macro, se trouve renforcé et justifié. A défaut de banc expérimental adéquat, on montre ici que l'outil DM pourra permettre de caractériser ce comportement.

b) Structuration du lubrifiant

Par ailleurs, la structuration du lubrifiant dans son épaisseur n'est pas prise en compte à l'échelle macroscopique. Ce comportement, identifié dans la littérature [THO-90] et représenté sur la Figure 35, montre la formation de couches successives de lubrifiant, parallèles aux surfaces solides.

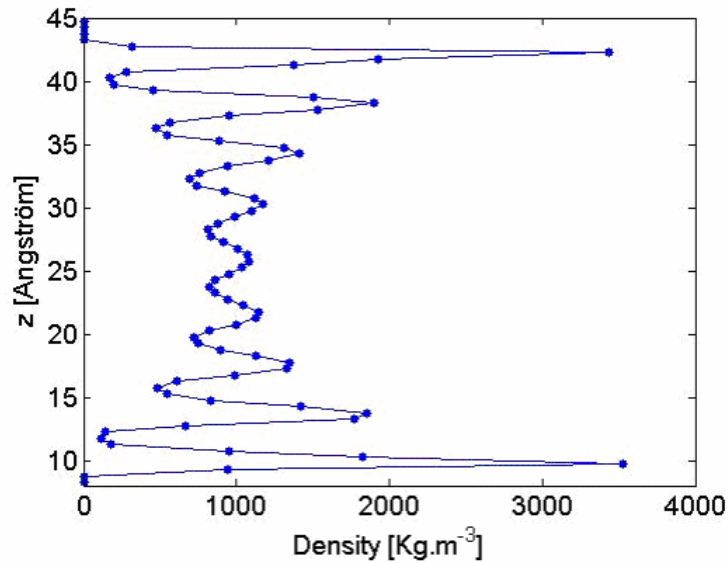


Figure 35: Profil de densité dans l'épaisseur d'un film de n-octane à $p = 1.5$ GPa, confiné entre deux surfaces lisses. Chaque point est une moyenne de la densité dans une couche donnée de 0.5 \AA d'épaisseur. Résultat issu de [FIL-11].

Avec des surfaces lisses, la densité du lubrifiant dans les premières couches peut être trois à quatre fois plus importante que dans le milieu du film où elle atteint une valeur moyenne très proche de celle macroscopique, prédite par les modèles de la littérature : la relation de Dowson-Higginson (3) donne pour cet exemple ρ (à $p = 1.5$ GPa) $\approx 900 \text{ kg/m}^3$.

c) Glissement aux parois

Dans les modèles continus il est généralement postulé que “le fluide adhère aux parois”. Le fait est que s’il glissait, il faudrait introduire dans les modèles macro un paramètre de glissement qu’il serait difficile de renseigner. Avec l’outil DM, il est non seulement possible d’identifier cet effet, mais aussi de le quantifier, comme c’est le cas sur la Figure 36.

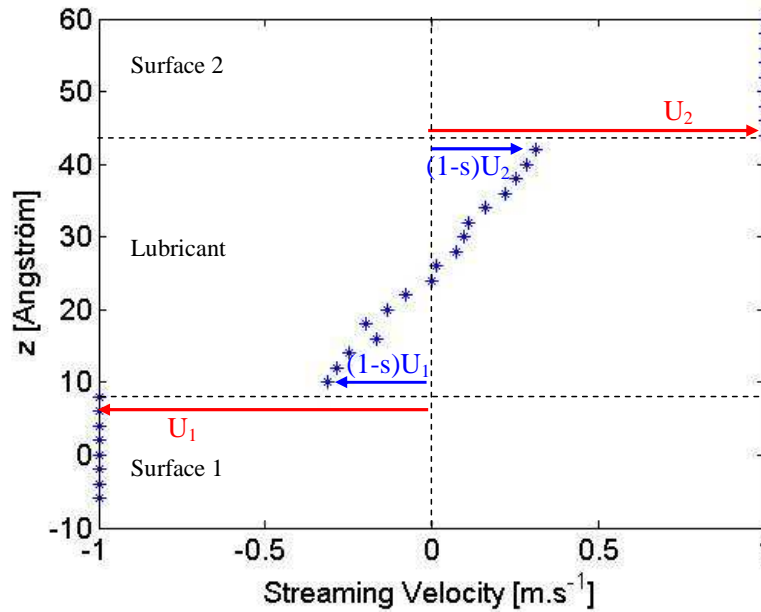


Figure 36: Profil de vitesse du n-octane, glissant le long de surfaces solides en CuO ($p = 1.5$ GPa, $h = 3.6$ nm, $U_1 = -U_2 = 1$ m/s). Issu de [FIL-11].

La vitesse du lubrifiant peut devenir (comme ici) très différente de celle des surfaces adjacentes. Plusieurs manières de représenter ce glissement sont suggérées dans la littérature : il est proposé sur la Figure 36 un paramètre de glissement s (variant de 0 à 1) tel que la vitesse du fluide soit égale à la vitesse de la surface pondérée par un facteur $(1-s)$.

D'un point de vue macroscopique, appliquer une différence de vitesse ($u_2 - u_1$) pour cisailer le film de lubrifiant sur une épaisseur h amène à considérer un « taux de glissement apparent » tel que :

$$\dot{\gamma}_{app} = \frac{U_2 - U_1}{h} \quad (38)$$

Mais à cause du glissement, le film confiné est en fait cisailé d'une toute autre quantité, que l'on appellera « taux de glissement effectif » ($\dot{\gamma}_{eff}$), et qui peut être calculé à partir du profil effectif de vitesse dans l'épaisseur du lubrifiant. Ceci mène à une définition alternative du paramètre de glissement s :

$$s = 1 - \frac{\dot{\gamma}_{eff}}{\dot{\gamma}_{app}} \quad (39)$$

Lorsque le taux de glissement effectif égale le taux de glissement apparent, $s = 0$: il n'y a pas de glissement, c'est l'une des hypothèses du modèle de Reynolds. Une valeur $s = 1$ signifierait qu'il y a un glissement pur : le lubrifiant n'est pas entraîné par les surfaces.

Il faut bien noter que les conséquences du phénomène de glissement ont été identifiées à maintes reprises expérimentalement ([WAT-90], [KAN-90], [MEU-09]), bien qu'il soit toujours difficile de le quantifier directement avec les techniques actuelles. Encore une fois, l'outil numérique MD présente une approche complémentaire tout à fait appropriée. Plusieurs

auteurs ([GAO-97], [JAB-02], [KAM-03]) ont d'ailleurs montré grâce à cet outil qu'à la fois la composition du lubrifiant, la nature et la géométrie des surfaces pouvaient jouer un rôle important sur le glissement.

Le glissement « mécanique » présenté ici peut être accompagné d'un glissement thermique, comme illustré sur la Figure 37. Les molécules de lubrifiant étant déconnectées des surfaces solides, les transferts de chaleur peuvent en être affectés à tel point que le champ de température devient discontinu à l'interface fluide/solide.

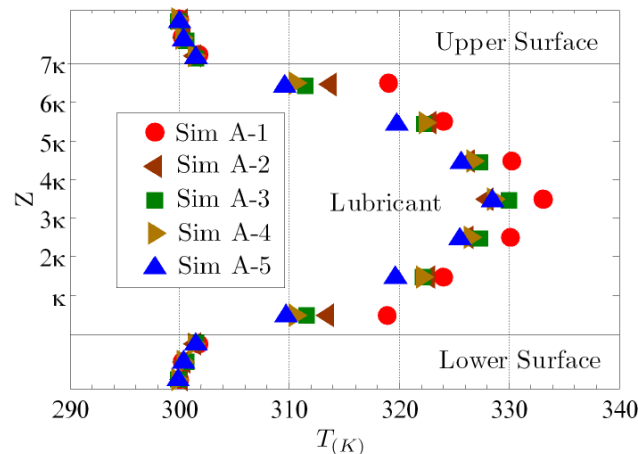


Figure 37 : Profil de température dans l'épaisseur d'un film d'hexadécane cisailé entre différentes surfaces solides, montrant le glissement thermique entre le lubrifiant et les surfaces. $U_1 = -U_2 = 10$ m/s, $p = 1.3$ GPa. Résultats issus de [BER-10C].

Or, comme montré dans la section 2.2.4, frottement et évacuation de l'énergie sont intimement liés (voir l'équation (37)). Il est donc de première importance de considérer ce phénomène de glissement pour une approche plus physique de la lubrification.

2.3.2 Focus sur le glissement : rôle du lubrifiant et des surfaces

Cette section est entièrement consacrée à l'étude du phénomène de glissement du fluide sur les parois solides. Elle met en lumière le rôle à la fois du lubrifiant et des surfaces solides, et proposera une généralisation dans une approche semi-analytique.

a) **Rôle du lubrifiant sur le glissement**

Pour identifier le rôle du lubrifiant sur le glissement, on réalise plusieurs simulations avec les mêmes surfaces (ici en oxyde de cuivre - CuO, particulièrement non mouillantes) et des fluides différents (ici une série d'alcane linéaires de longueurs différentes, voir la Figure 38).

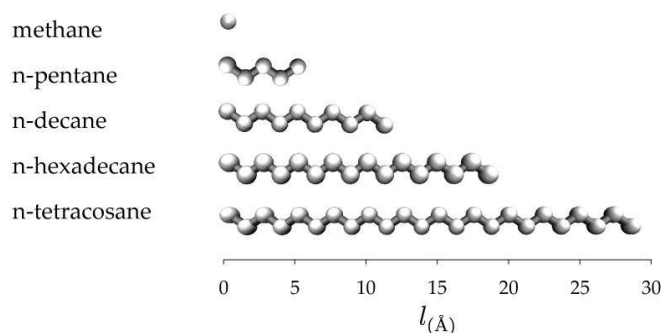


Figure 38 : Molécules de base des cinq fluides simulés.

Les profils de vitesse obtenus (pour des films de 50 Å d'épaisseur, cisailés à +/- 10 m/s, sous une pression p de 500 MPa), sont présentés sur la Figure 39.

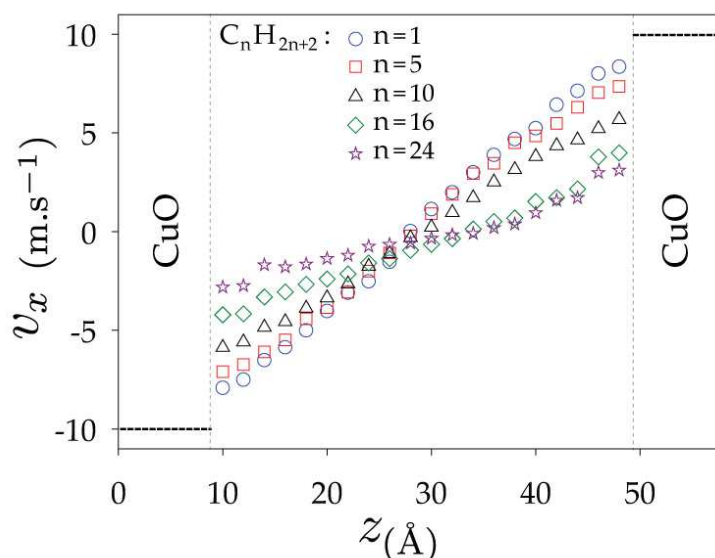


Figure 39 : Profils de vitesse pour cinq films lubrifiants constitués d'alcane de différentes longueurs de chaîne (avec n le nombre de carbone). Résultats issus de [BER-10A].

On remarque que dans chacune des 5 simulations, le fluide glisse le long des parois solides. En particulier, il glisse d'autant plus que la longueur de chaîne du lubrifiant est grande. Il a été montré dans [BER-10A] qu'un fluide à grande longueur de chaîne montrait une cohésion interne plus grande, manifestée par des liaisons importantes (*bridging*) d'une couche moléculaire à l'autre. A l'inverse, lorsque la cohésion interne du fluide est faible (pour les molécules courtes), celui-ci est plus facilement cisailé. Montrant moins de résistance au cisaillement, il glisse moins le long des surfaces solides.

On assiste ici à une compétition entre l'« accrochage » des surfaces tendant à transmettre le cisaillement imposé, et la cohésion interne du film lubrifiant qui résiste au cisaillement. Lorsque la cohésion du lubrifiant est plus forte que le cisaillement que peuvent transmettre les surfaces, il y a glissement. D'autre part, on voit ici que la valeur même du glissement est

directement fonction de la cohésion interne du fluide (qui augmente avec la longueur de chaîne selon [BER-10A]).

b) Rôle des surfaces sur le glissement

De la même manière, on cisaille un film de n-hexadécane, cette fois avec cinq couples de surfaces métalliques pures ou oxydées, de manière à se rapprocher de conditions réelles.

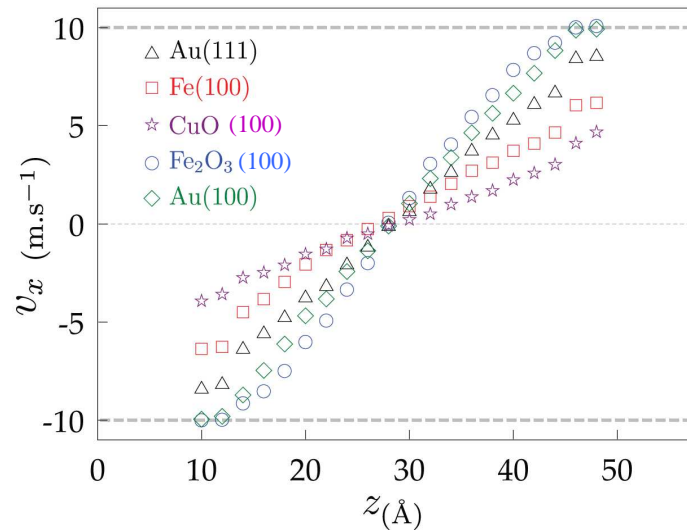


Figure 40 : Profils de vitesse dans un film d'hexadécane pour cinq couples de surfaces de natures différentes. Résultats issus de [BER-10A].

La Figure 40 montre une variété de comportements vis-à-vis du glissement pour ces cinq couples de surfaces différents, allant d'un fort glissement à sa suppression complète. Il n'est pas possible d'expliquer directement les différents comportements en glissement à partir des caractéristiques du réseau cristallin, ou des paramètres d'interactions. En revanche, le potentiel de corrugation ε_{corr} , mis en avant et défini dans [BER-10C], permet d'exprimer la variation d'énergie subie par un atome qui passerait à proximité d'une surface. Comme montré dans [BER-10A], une corrélation directe est établie (pour les cas étudiés ici) entre glissement aux parois et potentiel de corrugation (voir le Tableau 3).

Surface	ε_{corr} ($\times 10^{-3} \text{Kcal.mol}^{-1}$)	$\dot{\gamma}_{eff}$ ($\times 10^9 \text{s}^{-1}$)	τ_{zx} (MPa)
CuO (100)	17.0	1.81	23.6
Fe (100)	53.3	3.04	34.5
Au (111)	62.2	4.81	40.9
Au (100)	69.6	5.80	42.3
Fe ₂ O ₃ (100)	139.8	7.09	46.0

Tableau 3 : Potentiels de corrugation (ε_{corr}) des surfaces, taux de cisaillements effectifs ($\dot{\gamma}_{eff}$) et contraintes de cisaillement aux parois (τ_{zx}), selon [BER-10A], avec $\dot{\gamma}_{app} = 5 \times 10^9 \text{ s}^{-1}$.

Plus le potentiel de corrugation est grand, plus le taux de cisaillement effectif du lubrifiant est grand, signifiant que le glissement aux parois est réduit d'autant (comme montré sur la Figure 40). Ceci s'explique par le fait qu'une molécule de lubrifiant aura d'autant plus de facilité à passer d'un minimum d'énergie à un autre en se déplaçant le long d'une surface si la barrière à franchir (caractérisée ici par le potentiel de corrugation) est faible.

Il apparaît pour les cas de non glissement (avec Au (100) et Fe₂O₃ (100)) que le taux de cisaillement effectif $\dot{\gamma}_{eff}$ est plus grand que le taux de cisaillement imposé $\dot{\gamma}_{app}$ (dans ce cas de $5,15 \cdot 10^9 \text{ s}^{-1}$). Ceci s'explique par le phénomène de *locking* : plusieurs couches de molécules de lubrifiant se déplacent avec la surface, ce qui réduit d'autant l'épaisseur de film au travers de laquelle le lubrifiant peut être cisailé (Figure 40).

On notera également sur le Tableau 3 que la contrainte de cisaillement subie par les surfaces (représentant le frottement local) augmente à mesure que le fluide est davantage cisailé, ce qui est cohérent car la rhéologie de la plupart de ces fluides reste newtonienne pour cette gamme de sollicitation (Figure 34).

c) Tentative de généralisation

Le taux de cisaillement effectif du lubrifiant peut s'écrire comme une fonction de la viscosité intrinsèque du lubrifiant et de la contrainte de cisaillement que les surfaces sont capables de transmettre au fluide :

$$\dot{\gamma}_{eff} = \frac{\tau_{zx}}{\eta_{eff}} \quad (40)$$

On peut donc écrire à partir de l'équation (39) :

$$s = 1 - \frac{1}{\dot{\gamma}_{app}} \frac{\tau_{zx}}{\eta_{eff}} \quad (41)$$

Le glissement s s'exprime donc comme une fonction à la fois de la cohésion interne du lubrifiant, à travers sa viscosité η_{eff} , et de caractéristiques des surfaces via la contrainte de cisaillement τ_{zx} qu'elles peuvent transmettre.

Cependant, cette compétition entre les effets des surfaces et la cohésion du lubrifiant est plus difficile à appréhender qu'il n'y paraît car la contrainte τ_{zx} que peuvent transmettre les surfaces est fonction de la nature même du lubrifiant. En effet, des molécules du fluide dont les extrémités seront de taille comparable aux « ondulations » d'une surface auront plus de facilité à y être « accrochées » : on parle de commensurabilité, voir par exemple [THO-90].

C'est pourquoi nous redéfinissons dans [SAV-11] un nouveau paramètre ζ_{surf} qui prend en compte non seulement la structure de la surface, mais aussi sa compatibilité avec les molécules du lubrifiant, des alcanes linéaires en l'occurrence.

On donne à titre d'exemple un tableau récapitulatif (Tableau 4) de différentes valeurs de ζ_{surf} , fonction des surfaces étudiées vis-à-vis des alcanes linéaires.

Surface	ζ_{surf} (kcal/mol)
CuO (001)	0.173
Fe (100)	0.259
Au (100)	0.354
Au (110)	1.248
Fe ₂ O ₃ (001)	2.457

Tableau 4 : Valeurs du paramètre ζ_{surf} , caractérisant des surfaces et leur commensurabilité vis-à-vis des alcanes linéaires, selon [SAV-11].

Cette nouvelle analyse, plus générale, permet d'aboutir à une correspondance entre ce nouveau paramètre ζ_{surf} et la contrainte τ_{zx} transmise au lubrifiant, comme montré sur la Figure 41.

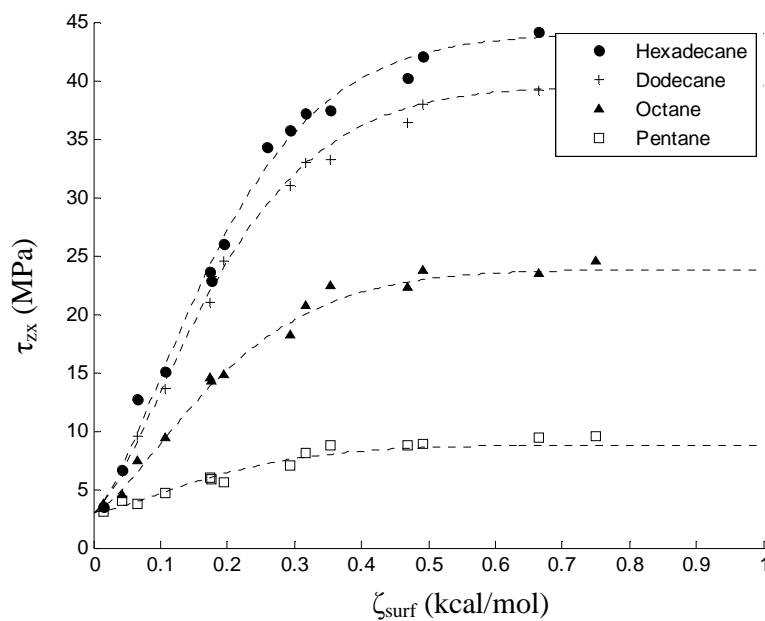


Figure 41 : Contrainte de cisaillement τ_{zx} transmise des surfaces au fluide, en fonction du paramètre ζ_{surf} caractérisant à la fois les surfaces et leur compatibilité avec le lubrifiant. Les différents points sont des résultats de simulations DM, issues de [SAV-11].

Connaissant les surfaces et le lubrifiant, on peut donc déduire, dans le cas des alcanes linéaires, la contrainte de cisaillement τ_{zx} et ainsi calculer via l'équation (41) le glissement aux parois.

2.3.3 Vers des contacts réalistes

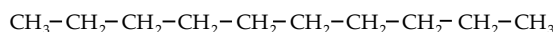
Grâce aux études ci-dessus, le comportement en glissement des systèmes d'alcane linéaires avec des surfaces lisses est maintenant bien identifié.

En revanche il est difficile d'adapter la méthode de scanning, qui prévoit la réaction du lubrifiant vis-à-vis de la surface, dans le cas de lubrifiants complexes, comportant par exemple des molécules ramifiées, voir un mélange de plusieurs molécules de type éventuellement très différents, comme c'est le cas pour les additifs ajoutés à une huile de base. Il s'agit alors de sortir des modèles « simples » décrits jusqu'alors et de donner quelques pistes de réflexion pour appréhender dans le futur des contacts particuliers, de plus en plus proches de la réalité. Dans un premier temps l'effet de molécules ramifiées sera investigué. Puis il sera montré comment les simulations MD peuvent proposer une explication sur le comportement d'un additif (polaire) dans une huile de base.

a) Effet de la ramification des molécules de lubrifiant

Dans cette étude, on propose une comparaison du comportement en glissement entre un lubrifiant constitué exclusivement de décane linéaire, et un autre constitué de molécules de longueur équivalente, mais comportant des ramifications (voir Figure 42).

Linear: n-Decane



Branched: 5-Ethyl-2-methyldecane

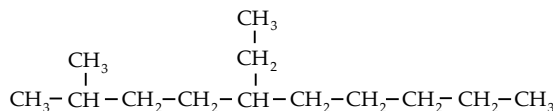


Figure 42 : Les deux types de molécules, linéaire et ramifiée [BER-10A].

La Figure 43 montre les profils de vitesse obtenus pour ces deux fluides cisailés entre des surfaces en CuO et Fe₂O₃.

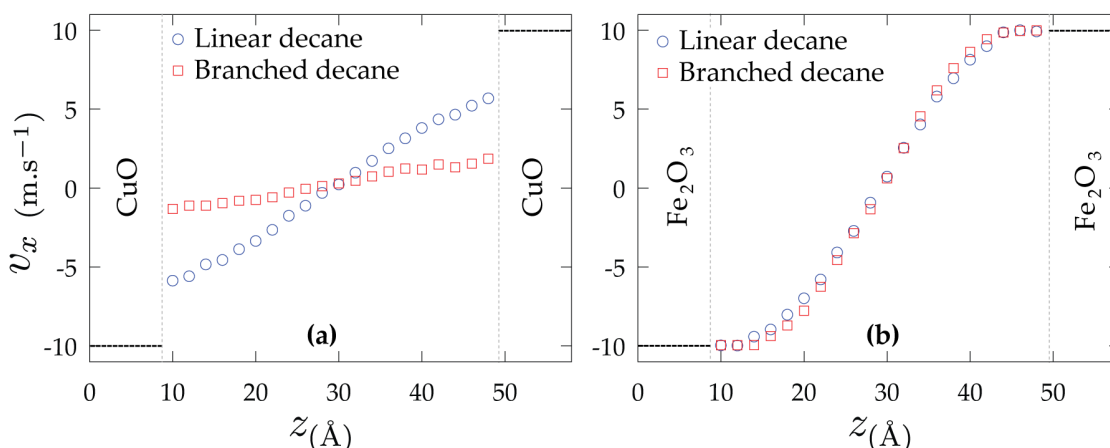


Figure 43 : Profils de vitesse obtenus avec du décane linéaire et ramifié, cisailé entre deux surfaces (a) en oxyde de cuivre (CuO) et (b) en oxyde de fer (Fe₂O₃). Résultats issus de [BER-10A].

Dans le cas des surfaces en CuO, le glissement apparaît pour des molécules de lubrifiant linéaires et ramifiées ; cependant, il est nettement plus fort dans le cas des molécules ramifiées. Ceci s'explique à nouveau par le caractère très cohésif d'un tel lubrifiant : les molécules sont réparties sur plusieurs couches (voir [BER-10A]). Le décane linéaire, quant à lui beaucoup moins cohésif (chaque molécule appartient à une seule couche), se cisaille plus facilement et oppose donc moins de résistance à l'entraînement des surfaces, qu'il suit en partie dans leur mouvement.

En revanche, on remarque que dans le cas de surfaces très « mouillantes », c'est-à-dire avec une corrugation forte (comme c'est ici le cas avec le Fe_2O_3), l'accrochage du lubrifiant aux surfaces s'effectue totalement (le glissement est supprimé) que ce soit dans le cas du décane linéaire ou ramifié. Ici, l'interface fluide/surface peut transmettre la totalité des efforts nécessaires pour vaincre la résistance du fluide.

b) Analyse local de l'effet d'un additif

Dans la réalité, les huiles lubrifiantes sont composées d'une huile de base et d'additifs, donc de molécules ayant des tailles et des propriétés qui peuvent être très différentes.

[NAV-08], parmi d'autres, ont constaté que l'addition de l'additif ZDDP (dithiophosphate de zinc, anti-usure couramment employé dans les lubrifiants du commerce), réputé pour protéger les surfaces en formant des tribofilms par adsorption [SPI-04], augmentait quasi-systématiquement le frottement des contacts lubrifiés confinés. A défaut de pouvoir expliquer ce processus expérimentalement pendant le fonctionnement du contact, il nous a été demandé de le simuler numériquement.

On résume dans la Figure 44 les conditions de simulation utilisées (on lira [BER-10C] pour plus de détails).

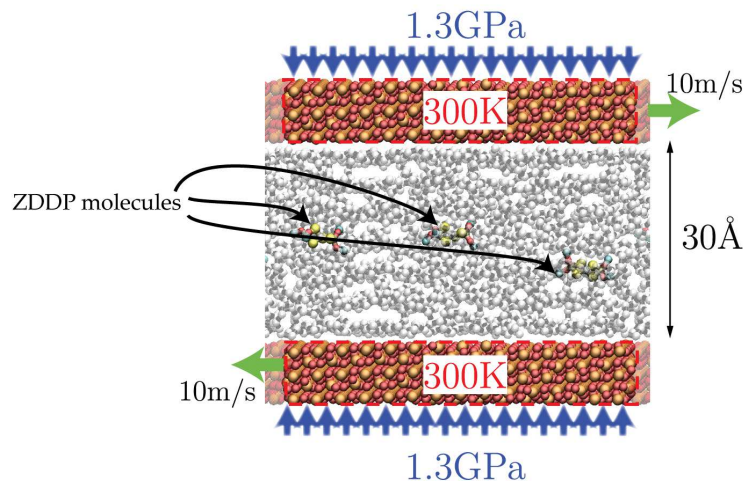


Figure 44 : Image d'une simulation issue de [BER-10C]. L'huile de base est constituée d'hexadécane linéaire, à laquelle on ajoute 5% en masse de ZDDP.

L'une des particularités de la molécule de ZDDP (Figure 45) est que le cœur formé par l'atome de Zinc (très gros) a une polarité positive (contrairement à l'hexadécane qui constitue l'huile de base, globalement neutre).

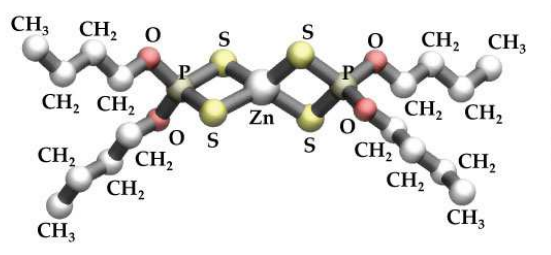


Figure 45 : Une molécule de C4-ZDDP, employée dans cette étude

D'autre part, les surfaces utilisées ici ont le même réseau cristallin que le Fe_2O_3 (fer oxydé), mais sont non-mouillantes (on lire [BER-10A] et [BER-10C] pour la définition de ces surfaces). Celles-ci incluent des atomes d'oxygène de polarité négative : les interactions moléculaires employées devront donc inclure les forces électrostatiques de Coulomb.

Comme montré sur la Figure 44, les molécules de ZDDP sont initialement positionnées au centre du film, constitué majoritairement d'hexadécane. Cependant, dès les premières nanosecondes de fonctionnement du contact, les molécules de ZDDP sont attirées vers les surfaces (voir la Figure 46).

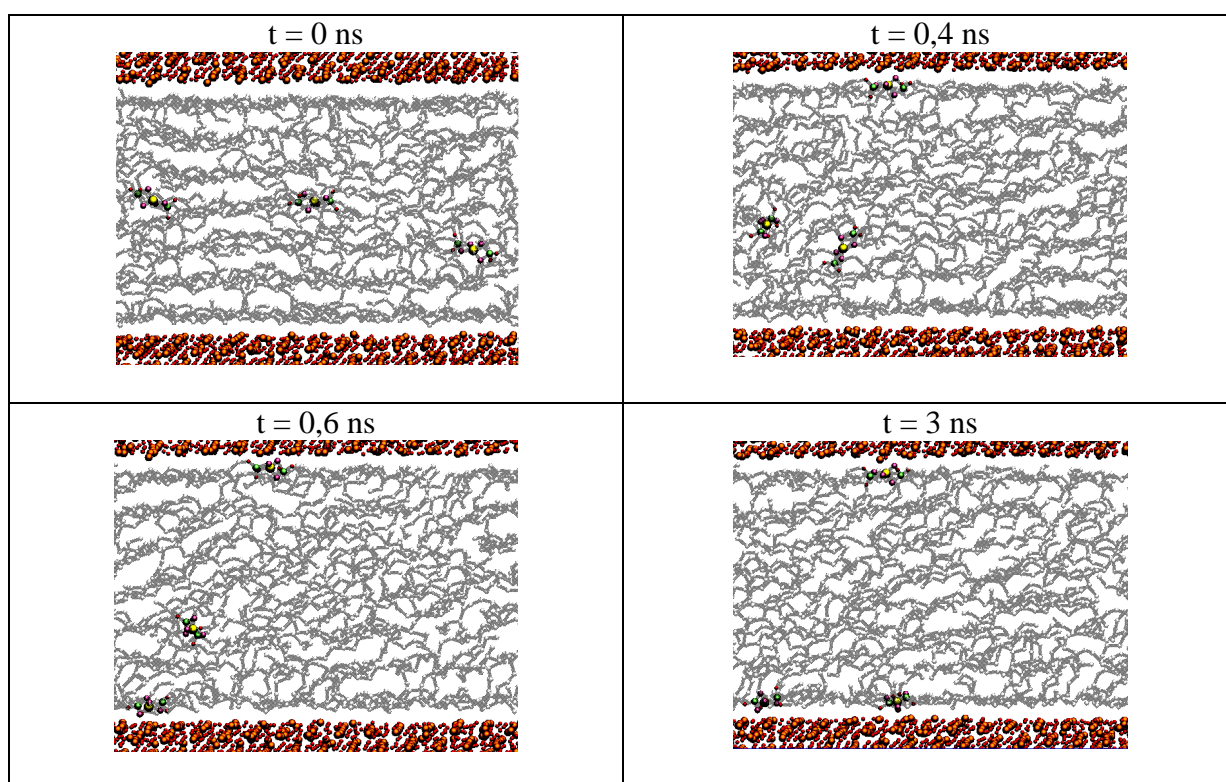


Figure 46 : Migration des molécules de ZDDP vers les surfaces solides.

Ceci s'explique directement par la nature polaire de l'additif et les forces électrostatiques agissant sur le système, comme décrit plus haut. L'action des forces électrostatiques est une action à « longue distance », mais bien plus faible en intensité que les forces de Van des Waals (contenues dans le potentiel de Lennard-Jones utilisé), qui prennent le relais une fois

que les molécules de ZDDP sont à proximité des surfaces. [BER-10C] montre que ces molécules deviennent adsorbées car leurs vitesses égalent celles des surfaces.

En comparant, avec la Figure 47, les profils de vitesse dans un film d'hexadécane pur et un film comportant un ajout de 5% en masse de ZDDP, on note une différence du glissement aux parois.

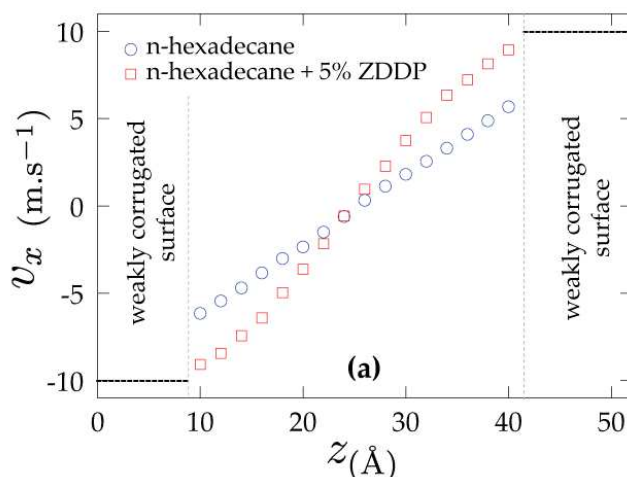


Figure 47 : Profil de vitesse d'un film d'hexadécane, et d'un mélange hexadécane-ZDDP. Résultat issu de [BER-10A] et [BER-10C].

Avec des surfaces peu mouillantes, le film d'hexadécane pur présente un glissement significatif aux parois. En revanche, dans le cas de l'ajout de ZDDP, les molécules adsorbées sur les surfaces entraînent avec elles l'ensemble du film d'hexadécane, la similarité de constitution entre l'hexadécane et les branches du ZDDP aidant certainement. Le glissement est, dans ce cas, complètement supprimé.

Or, comme présenté sur le Tableau 5, la suppression du glissement s'accompagne d'une augmentation du taux de cisaillement effectif. Comme constaté plus haut (Tableau 3), ceci contribue à augmenter la contrainte de cisaillement, représentant le frottement local.

Film composition	$\dot{\gamma}_{eff}$ (x 10^9 s $^{-1}$)	τ_{zx} (MPa)
100% n-hexadecane	4.30	93.6
95% n-hexadecane + 5% C4-ZDDP	8.26	115.7

Tableau 5 : Taux de cisaillement effectif et contrainte de cisaillement pour un film confiné d'hexadécane pur et d'un mélange hexadécane-ZDDP. Résultats issus de [BER-10C].

Ce résultat est donc en accord avec les expériences [NAV-08] qui constatent une augmentation de frottement avec l'ajout de ZDDP. Les simulation MD ont permis de comprendre le rôle joué par la composition du lubrifiant, mais aussi des surfaces, et de faire le lien entre adsorption des additifs, réduction du glissement aux parois et finalement augmentation du frottement.

2.3.4 Bilan

Cette section a permis de mettre en valeur l'apport des simulations à l'échelle nanométrique, en identifiant des phénomènes classiquement non pris en compte à l'échelle continue, à l'instar du glissement du fluide aux parois solides.

Il a été montré que le glissement augmente avec la taille des molécules qui composent le lubrifiant, ce dernier devenant plus résistant au cisaillement. Mais les surfaces jouent également un rôle capital : à la fois leur corrugation et leur commensurabilité vis-à-vis des molécules du lubrifiant définissent leur capacité à imposer le cisaillement. Le glissement est donc le fruit d'une compétition entre la résistance du fluide et l'accrochage des surfaces. Il est directement lié aux variations de frottement à l'échelle locale.

Pour plus de réalisme, un mélange d'huile de base et d'additif a été étudié. Les forces électrostatiques entre l'additif polaire et les surfaces ont été responsables de la migration de celui-ci vers les surfaces. Une fois adsorbé aux surfaces, l'additif contribue à entraîner avec lui l'huile de base. Cette étude a finalement permis de mettre en évidence le rôle de cet additif pour stopper le glissement et augmenter le frottement local.

2.4 Une analyse multi-échelles de la lubrification

Il a été montré dans ce chapitre combien les analyses à l'échelle moléculaire sont complémentaires aux modèles issus de la mécanique des milieux continus, lorsque le film lubrifiant devient très mince.

Mais force est de constater que les simulations DM ne peuvent pas représenter l'intégralité de l'aire d'un contact sous peine de temps de calcul inacceptables.

Le questionnement devient donc le suivant : comment d'une part améliorer le modèle continu pour lui faire bénéficier de la richesse des informations nanométriques, et d'autre part comment exploiter les résultats locaux des simulations DM sur l'ensemble de l'aire de contact ?

2.4.1 Position du problème multi-échelles

Ces deux questions se rejoignent pour peu qu'on considère ces deux types de modèles, très différents par nature, dans une même démarche de modélisation. Un modèle d'ensemble, dit « composite », peut voir le jour, qui réunit les bénéfices de chaque approche selon l'échelle étudiée.

a) Quelles sont les grandeurs accessibles avec les modèles continus ?

Comme étudié au chapitre 1, connaissant la géométrie d'ensemble des pièces en contact et les paramètres de fonctionnement du mécanisme, il est possible de calculer le champ de pression, d'épaisseur de film, de température dans le contact lubrifié. Dans une moindre mesure le frottement est lui aussi accessible, mais il nécessite l'adoption de lois rhéologiques non-newtoniennes, qui sont trop souvent empiriques et dont la représentativité physique reste parfois à démontrer. Ces modèles intègrent généralement les hypothèses de film mince, que le fluide adhère aux parois solides, qu'il est homogène et isotrope.

b) Quelles sont les grandeurs accessibles avec les modèles DM ?

D'autre part, nous avons vu dans ce chapitre 2 que les modèles de type DM ne font aucune hypothèse sur la structure du lubrifiant, laissant l'équilibre thermodynamique s'établir de lui-même. Le fluide est libre de glisser ou non le long des surfaces solides, et il est également possible de prévoir la rhéologie du fluide par cette approche (notamment son caractère rhéofluidifiant). En revanche, l'ensemble de la géométrie des pièces en contact n'étant pas accessible, les surfaces sont considérées comme parallèles sur une très petite échelle, ce qui empêche la formation d'un gradient de pression propre à générer une portance hydrodynamique, donc de prévoir l'épaisseur du film.

c) Comment échanger des données d'une échelle à l'autre

On constate donc que les données d'« entrée » du modèle continu (le glissement, la rhéologie du lubrifiant, etc.) sont justement les résultats que peuvent fournir des modèles DM. A l'inverse, les modèles DM nécessitent la connaissance préalable d'une pression et d'une épaisseur locale de film, qui sont justement données par les modèles continus.

Il est donc raisonnable d'envisager en première approche un modèle continu (comme c'est le cas pour l'étude présentée Figure 48, issue de [FIL-11]).

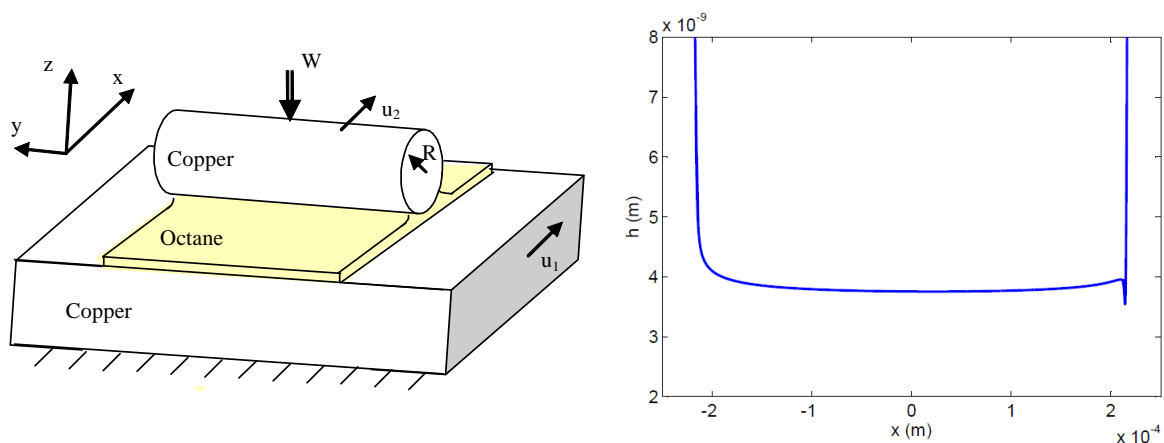


Figure 48 : Contact cylindre-plan avec des surfaces en cuivre et un lubrifiant constitué de n-octane, et (à droite) champ d'épaisseur de film correspondant selon [FIL-11].

Il se peut, comme c'est le cas ici, que les conditions soient réunies pour noter l'intérêt d'une étude locale : l'épaisseur de film calculée avec le modèle continu est de l'ordre de 4 nm, soit probablement quelques couches seulement de n-octane (le lubrifiant choisi pour l'étude), ce qui ne constitue pas par nature un milieu continu.

En conséquence, sur les gammes d'épaisseur de film et de pression rencontrées dans ce contact, une série de simulations DM vont donner des renseignements sur les paramètres identifiés à l'échelle nanométrique.

Dans la suite de cette section, seul le glissement aux parois solides sera quantifié, puis intégré au modèle continu. La rhéologie non-newtonienne intervient peu a priori avec cette molécule d'alkane courte, pour cette gamme de sollicitation (voir la Figure 34). De même les aspects thermiques ne sont pas implémentés ici, pour mieux discuter des effets à l'échelle continue du phénomène de glissement.

2.4.2 Quantification du glissement

L'implémentation à l'échelle continue de résultats sur le glissement (obtenus grâce aux simulations DM) passe par la réalisation d'une série de simulations numériques, et par leur synthèse sous une forme facilement transportable. Il n'est bien sûr pas envisageable de simuler chaque nanomètre carré de l'aire du contact : les simulations MD devront se faire a priori sur la gamme d'épaisseurs de film et de pressions définie en première approche (continue).

Une troisième paramètre « macroscopique » viendra compléter cette étude paramétrique : la différence de vitesse des surfaces (U_2-U_1).

a) Glissement et épaisseur de film

Avec une pression de référence $p = 1.5$ GPa (la pression Hertzienne dans le modèle original) et une vitesse relative des surfaces $U_2-U_1 = 2$ m/s, une série de simulations DM donnent les résultats suivants concernant les variations du paramètre de glissement s (défini dans la section 2.3.1), en fonction de l'épaisseur de film h (ou comme ici de $1/h$) :

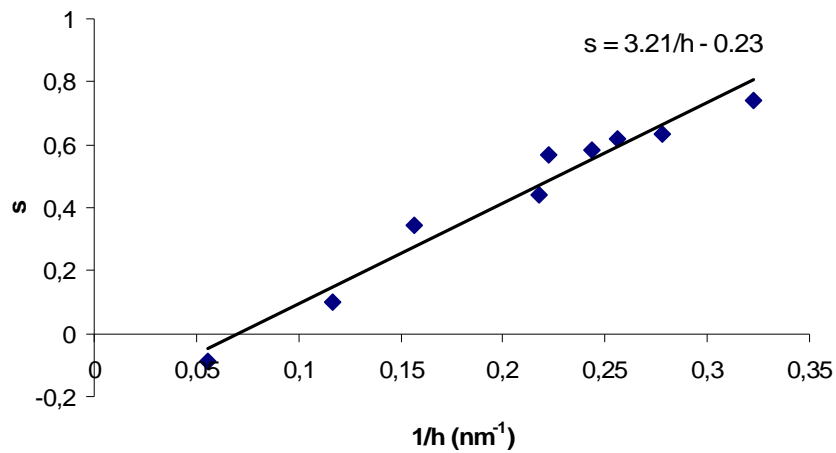


Figure 49: Variation du glissement s en fonction de l'inverse de l'épaisseur de film [FIL-11].

On peut remarquer tout d'abord que s est une fonction linéaire de $1/h$ dans la gamme d'épaisseur de film étudiée. Pour cette raison, une approximation linéaire est proposée, sous la forme :

$$s = 3.21 \frac{1}{h} - 0.23 \quad (\text{avec } h \text{ exprimé en nm}) \quad (42)$$

s devient nul au delà d'une valeur critique de h de 14.1 nm. Les valeurs négatives de h qui apparaissent ensuite signifient simplement que le taux de cisaillement effectif du lubrifiant est plus grand que le taux de cisaillement apparent (ou « imposé ») : plusieurs couches de lubrifiant sont entraînées à la même vitesse que la surface, diminuant l'épaisseur « active » de lubrifiant. Il n'y a pas de glissement dans ce cas, et la valeur de s peut être considérée égale à zéro.

b) Glissement et pression

Selon [EHR-98], le glissement est censé varier notablement avec la pression. Une nouvelle série de simulation DM est donc lancée, donnant le glissement (exprimé par rapport à sa valeur de référence s_{ref}), pour des valeurs de h et U_2-U_1 fixées respectivement à 3,6 nm et 2 m/s (valeurs de références), alors que p varie. Les résultats sont présentés sur la Figure 50.

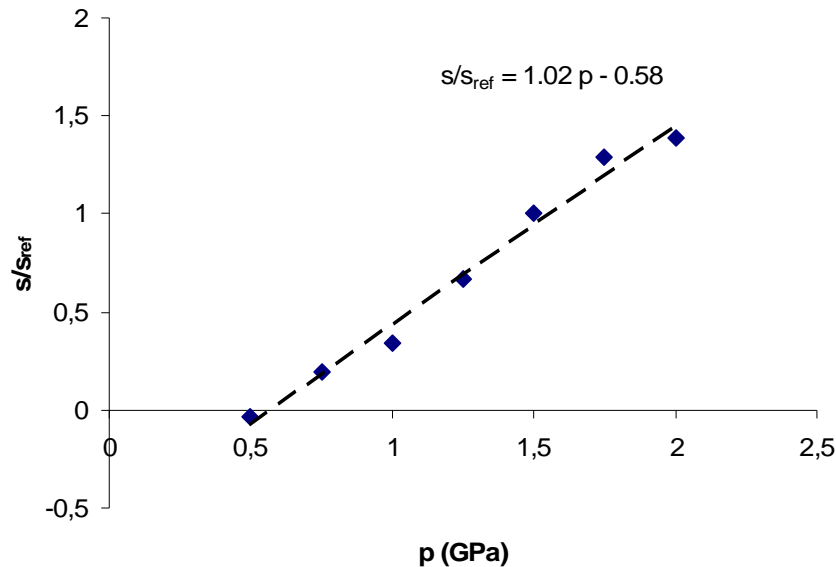


Figure 50 : Variation du glissement avec la pression [FIL-11].

Les résultats présentés ici confortent le postulat de [EHR-98] sur l'existence d'une relation linéaire du glissement avec la pression. Une approximation linéaire donne :

$$\frac{s}{s_{ref}} = 1.02 p - 0.58, \quad p \text{ en GPa, tant que } p > 0.57 \text{ GPa.} \quad (43)$$

Pour de plus petites valeurs de p , il n'y a pas de glissement et s est considéré égal à 0.

c) Glissement et vitesse de glissement

Dans la littérature [MAR-07], le glissement est souvent caractérisé comme une fonction du taux de cisaillement apparent, c'est-à-dire le produit de la différence de vitesse (U_2-U_1) par l'inverse de l'épaisseur ($1/h$). Il est proposé ici d'étudier séparément ces deux paramètres, en fixant $1/h$ (de même que p) à sa valeur de référence et en faisant varier U_2-U_1 . Les résultats (toujours issus de [FIL-11]) sont montrés sur la Figure 51.

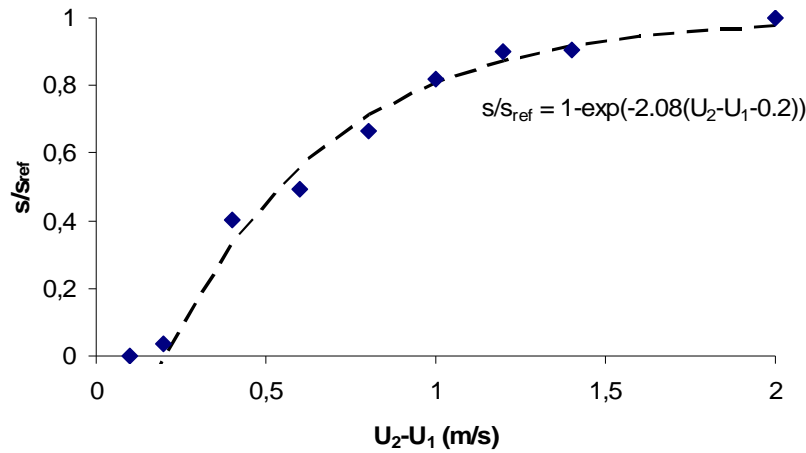


Figure 51: Variation du glissement en fonction de la différence de vitesse U_2-U_1 [FIL-11].

Contrairement à la dépendance linéaire de s par rapport à $1/h$, une fonction exponentielle décrit mieux le comportement du glissement (s/s_{ref}) par rapport à la différence des vitesses des surfaces. Ici, la valeur de référence $U_2-U_1 = 2$ m/s semble donner une valeur asymptotique pour le glissement. D'autre part, s s'annule pour $U_2-U_1 < 0.2$ m/s. En accord avec ces remarques, une approximation par une fonction exponentielle est proposée :

$$\frac{s}{s_{ref}} = 1 - e^{-2.08(U_2-U_1-0.2)} \text{ pour } U_2-U_1 > 0.2 \text{ m/s.} \quad (44)$$

Grâce à l'ensemble de ces simulations DM, la variation du glissement du fluide vis-à-vis des parois solides est maintenant quantifiée en fonction de trois paramètres (accessibles à partir du modèle continu) que sont la pression locale, l'épaisseur de film et la différence des vitesses des surfaces.

d) Vers une loi semi-analytique du glissement

En combinant les trois expressions de variation du glissement ci-dessus, il vient l'expression analytique complète du glissement suivante :

$$s(h, p, U_2 - U_1) = \left(3.21 \frac{1}{h} - 0.23 \right) (1.02 p - 0.58) (1 - e^{-2.08(U_2-U_1-0.2)}) \quad (45)$$

Avec h en nm, p en GPa, U_2-U_1 en m/s et pour $h < 14.1$ nm, $p > 0.57$ GPa, $U_2-U_1 > 0.2$ m/s.

Notons que cette expression est valable sous les hypothèses de l'étude DM, avec notamment un fluide lubrifiant constitué de n-octane et des surfaces (lisses) en oxyde de cuivre. L'influence du gradient de pression sur le glissement n'est pas prise en compte ici, de même que la variété d'états de surface locaux susceptibles d'être rencontrés dans le contact réel.

On dispose maintenant d'une expression pour le glissement, avec de plus des indications sur des conditions seuils pour les variables macroscopiques (h, p, U_1-U_2) au-delà desquelles le glissement (à l'échelle nanométrique) est susceptible d'apparaître.

2.4.3 Implémentation dans un modèle continu

Il est donc maintenant possible de réviser le modèle continu dans la mesure où les seuils de pression, épaisseur, etc. vont permettre d'identifier des zones où le glissement devrait apparaître.

On trouve dans la littérature récente quelques exemples ([SHA-99], [MAR-06]) où l'auteur propose d'intégrer dans un modèle continu une viscosité calculée à l'aide de simulations MD. Dans notre cas, la même démarche peut être envisagée pour intégrer le glissement aux parois. En effet le modèle continu devrait prendre en compte le fait que le lubrifiant n'est pas forcément entraîné dans le contact avec les vitesses imposées par les surfaces. Du glissement peut se produire et le fluide à proximité de la surface n°1 (par exemple) ne se déplace qu'à la vitesse $(1-s)U_1$. Notons que (comme dans le cas du pivotement, voir 1.2) les vitesses ne peuvent plus être considérées comme constantes sur toute la surface de contact (car s varie avec p et h). On propose alors une équation de Reynolds modifiée pour prendre en compte cet effet de glissement aux parois :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial ((1-s)U_m \rho \cdot h)}{\partial x} = 0 \quad (46)$$

Avec $s = s(h, p, U_2 - U_1)$, comme explicité dans l'équation (45). Pour le calcul du frottement, un changement similaire par rapport à (11) s'opère dans l'expression de la contrainte de cisaillement sur la surface supérieure :

$$\tau_{zx} = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta(1-s)(u_2 - u_1)}{h} \quad (47)$$

Ce nouveau modèle, basé sur une approche continue, prend maintenant en compte l'expression du glissement aux parois issu de calculs à l'échelle nanométrique. Il s'agit alors d'un modèle « composite ».

Il est important de noter que l'expression du glissement (45) synthétise l'ensemble des situations pouvant se produire à l'intérieur de la zone de contact. Il n'est pas nécessaire d'envisager de calculs DM supplémentaires en parallèle de la résolution du modèle continu.

2.4.4 Conséquence du glissement sur l'épaisseur de film et le frottement

Il est intéressant de s'attarder sur les résultats d'un tel modèle composite. Deux aspects sont mis en avant : celui de l'épaisseur de film, et celui du frottement.

a) **Epaisseur de film**

En comparaison du résultat avec le modèle continu (Figure 48), la Figure 52 montre le profil d'épaisseur de film dès lors que l'on prend en compte le glissement, et ce à des taux SRR (équation (14)) variables.

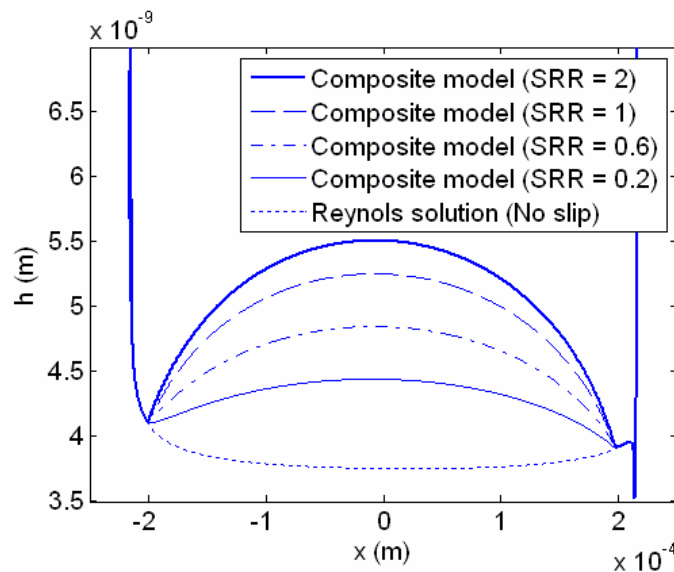


Figure 52: Profils d'épaisseur de film obtenus pour différentes valeurs de SRR à partir du modèle continu et du modèle composite (qui inclut les effets DM du glissement aux parois). Résultats issus de [FIL-11].

Lorsque $SRR = 0$, la solution du modèle composite est la même que celle du modèle continu (Figure 48). Le glissement aux parois n'est pas activé car $u_2 - u_1$ est nulle.

En revanche lorsque SRR augmente, là où le modèle classique de Reynolds ne prévoit aucun changement, le modèle composite résulte en un profil d'épaisseur de film qui présente la forme bien particulière d'un *dimple* : la zone centrale du contact montre un maximum local d'épaisseur de film.

Ceci peut simplement s'expliquer si l'on considère que le fluide adhère d'abord aux parois dans la zone d'entrée du contact (où la pression est faible et l'épaisseur encore grande), puis entre dans la zone de forte pression et d'épaisseur faible où le glissement apparaît et les surfaces entraînent moins vite le fluide vers la sortie. En revanche, dans la zone de sortie, la pression chute et le glissement disparaît, faisant circuler à nouveau « à pleine vitesse » le fluide vers la sortie. La zone centrale du contact peut donc être vue comme un réservoir dans lequel s'accumule le lubrifiant.

On rappelle ici que le phénomène de *dimple* a déjà été identifié : d'une part dans la littérature expérimentale ([KAN-96], [YAG-09]), et d'autre part à travers une étude numérique (avec le modèle continu) incluant les effets thermiques (voir la section 1.3 de ce mémoire).

Il est intéressant de remarquer que ces *dimples* sont modélisés et expliqués de manières tout à fait différentes, à la fois dans ce mémoire et dans la littérature (si l'on compare par exemple [EHR-98] et [CAM-58]) : d'un côté (sans glissement) c'est le gradient de viscosité créé par la thermique qui en est la cause, et de l'autre côté (sans effet thermique) c'est le glissement aux parois.

Le résultat proposé par le modèle composite constitue donc une approche alternative et complémentaire au modèle continu, mettant en avant le rôle du glissement qui pourrait être dans certains cas tout aussi important à prendre en compte que les effets thermiques. On remarquera d'ailleurs que le glissement et les effets thermiques sont tous deux susceptibles d'apparaître pour des conditions de forts SRR.

b) Frottement

D'une manière similaire, la Figure 53 présente une comparaison des résultats, cette fois en frottement, entre le modèle continu et le modèle composite.

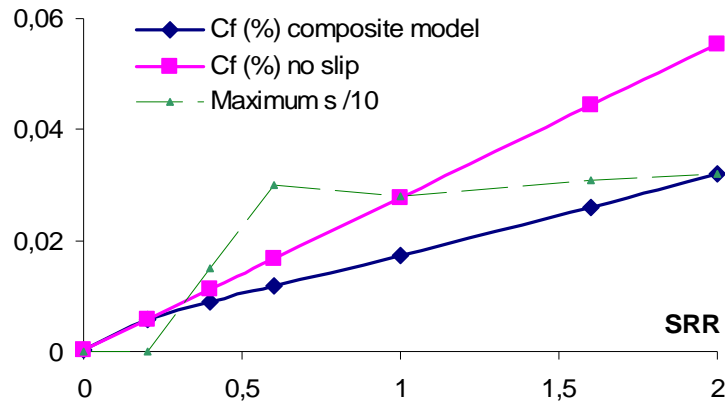


Figure 53: Coefficient de frottement en fonction de SRR, obtenu avec le modèle continu et le modèle composite incluant le glissement aux parois. La ligne discontinue représente le dixième de la valeur maximale (sur l'aire de contact) du paramètre s .

Alors qu'on retrouve avec le modèle continu une dépendance linéaire du frottement par rapport à SRR (voir la section 1.1.1), le modèle composite (toujours Newtonien et isotherme, mais avec glissement du fluide aux parois) montre une atténuation dans l'augmentation du frottement, à partir de $SRR \approx 0.2$.

Entre $SRR = 0.2$ et 0.6 , le glissement augmente notablement dans la zone centrale du contact. Ceci provoque une augmentation nettement moins grande du frottement dans cette gamme de SRR (comparé au cas sans glissement), car la contrainte de cisaillement évolue par ailleurs de manière opposée au glissement selon l'équation (47).

Entre $SRR = 0.6$ et 2 , l'augmentation de l'épaisseur centrale de film, telle que montrée sur la Figure 52, provoque une quasi-stagnation du glissement à mesure que SRR augmente (les augmentations simultanées de SRR et h sont antagonistes vis-à-vis du glissement). En conséquence, dans le cadre de l'étude proposée ici, le frottement continue à augmenter quasi-linéairement pour les fortes valeurs de SRR, mais selon une pente moins grande que dans le cas du modèle classique (newtonien, isotherme, sans glissement).

Il est important de retenir que dès que le glissement entre en jeu dans le contact EHL, le frottement va être automatiquement affecté. Même avec un modèle newtonien et isotherme, on détecte déjà, avec la prise en compte du glissement, une augmentation nettement moins grande (et donc plus proche de la réalité) du frottement.

2.4.5 Bilan

Les modèles aux échelles continue et moléculaire du contact lubrifié montrent une complémentarité intéressante. La combinaison de ces deux approches dans un modèle composite permet par exemple d'identifier l'effet du glissement à l'échelle globale de l'aire de contact.

Contrairement à de nombreux modèles rhéologiques empiriques uniquement dédiés à caler le résultat en frottement [JAC-03], l'ingrédient ajouté ici (le glissement aux parois) est fondé sur les propriétés physiques du lubrifiant et des surfaces à l'échelle nanométrique. Il faut noter que les résultats en frottement de la Figure 53 ne peuvent pas être considérés quantitativement car ils omettent par exemple les effets thermiques, mais aussi le fait que les surfaces et le lubrifiant (incluant l'effet d'additifs, voir 2.3.3) sont beaucoup plus complexes dans la réalité. Cependant, ce modèle composite ouvre une nouvelle voix d'investigation pour appréhender le phénomène de frottement sur des bases plus physiques.

3. Des directions pour le futur

Les chapitres 1 et 2 ont révélé une démarche scientifique visant à intégrer de plus en plus de physique dans la modélisation des contacts lubrifiés. Il a été montré comment les modèles classiques actuels, basés sur l'équation de Reynolds, peuvent être améliorés (surtout en ce qui concerne le frottement) en prenant en compte les aspects thermiques et la rhéologie non-Newtonienne du lubrifiant. Par ailleurs, les limites de ces modélisations ont été mises en avant, que ce soit vis-à-vis des écoulements à proximité du contact (où l'hypothèse de film mince tombe) ou à l'inverse dans le cas de films tellement fins qu'ils ne sont plus continus. En intégrant des effets spécifiques à l'échelle nanométrique, la physique de la matière et la thermodynamique entrent en jeu dans la modélisation, obligeant à repenser les concepts employés jusqu'alors.

Si des réflexions originales émergent déjà des chapitres précédents, il est important de mettre en lumière dans ce dernier chapitre les grands axes de recherche qui devraient être menés au moins sur les court et moyen termes. La cohérence des projets lancés dans le futur devrait idéalement être à l'image de celle des projets passés et présents, qui s'est révélée très efficace. Ce chapitre 3 sera donc composé de deux axes :

- un premier axe portant sur les liens entre le contact lubrifié et son environnement, tant du point de vue de l'écoulement du fluide (ménisque, sous-alimentation) que de ses interactions avec le mécanisme environnant, car la dynamique du mécanisme est en relation étroite avec le comportement du contact,
- un deuxième axe tout à fait complémentaire, et paradoxalement opposé au premier en terme d'échelles, portant sur les relations à établir entre modèles à l'échelle continue et à l'échelle nanométrique discrète, les travaux montrés ci-avant (2.4) révélant l'étendue et la nécessité de ce nouveau champ d'investigation.

3.1 Le contact lubrifié dans son environnement

Cet axe fait à la fois référence aux travaux présentés aux sections 1.2 et 1.3. Ses deux composantes sont d'une part l'écoulement du fluide (imposé par la cinématique du mécanisme) et, d'autre part, la géométrie et la déformation des massifs constituant le mécanisme.

3.1.1 Ménisques et sous-alimentation

Il a été montré que la cinématique imposée aux surfaces en contact provoquait un entraînement du fluide tout à fait original, à tel point que dans certaines situations (pivotement, glissement infini) on peine à connaître a priori la façon avec laquelle le fluide entre dans le contact et en ressort (voir Figure 15, Figure 23, Figure 24).

Or il est risqué de ne pas considérer l'éventuelle sous-alimentation en lubrifiant qui pourrait se produire dans le contact réel pour peu que la quantité de lubrifiant disponible soit insuffisante aux endroits nécessaires : dans les zones d'entrée (ou d'entraînement du lubrifiant), justement mal connues.

Il est alors nécessaire d'identifier les situations à risque, et le cas échéant de considérer – en plus de la zone de contact étudiée – l'environnement proche et sa capacité à fournir ou à

retenir le lubrifiant. Pour cela les modèles de type CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tels que ceux employés dans la section 1.3 (en levant l'hypothèse des films minces) sont d'une aide intéressante, complétés éventuellement par une modélisation de type Interaction Fluide-Structure (FSI) pour ne pas négliger la déformation des massifs sous chargement de contact.

Or, vu les très petites échelles considérées, les effets de ménisque ne peuvent pas être négligés (voir 1.3.2) et devront être inclus dans les modélisations du contact EHD. Ces ménisques constituent (conformément à la loi de Laplace) une retenue de pression dans le fluide par l'intermédiaire de la tension de surface air-lubrifiant. Ils seront donc importants à considérer :

- dans la zone d'entrée du lubrifiant : dans le cas des contacts pivotants, on pourrait imaginer qu'ils participent à la retenue du fluide sur le périmètre de l'aire de contact, favorisant sa circulation à la périphérie,
- mais aussi bien sûr dans la zone de sortie : dans nombre de mécanismes (et dans les roulements en particulier), la zone de sortie du contact peut déterminer l'état d'alimentation pour le contact suivant. Prendre en compte la quantité de fluide disponible sur chaque surface (comme montré dans 1.3.2), et la reformation éventuelle de la piste mouillée entre deux contacts successifs, est déterminant sur ce point.

Ces aspects émergent clairement au cours des thèses de Thomas Doki-Thonon [T5] et Vincent Bruyère [T6], et certains points énoncés ici peuvent en effet être résolus à court terme. Cependant l'intégration d'outils de type CFD et la considération de la sous-alimentation dans la modélisation de contacts pivotants mériteraient sans doute de faire partie des nouveaux développements, par exemple dans le cadre du projet Tribogyr [P04].

3.1.2 Interaction avec le mécanisme

Hormis l'écoulement du lubrifiant (qui a été longtemps au centre des travaux numériques en lubrification), les géométries et les déformations propres à chaque mécanisme peuvent avoir des conséquences considérables sur le contact.

En témoigne par exemple une pré-étude sur l'effet de la *troncation* dans le contact collet-rouleau : le contact EHD se situe sur le bord (ou l'arrête) d'un massif solide et en fonction de la forme du filet (ou du chanfrein) on détecte des épaisseurs de film qui peuvent être parfois critiques (Figure 54).

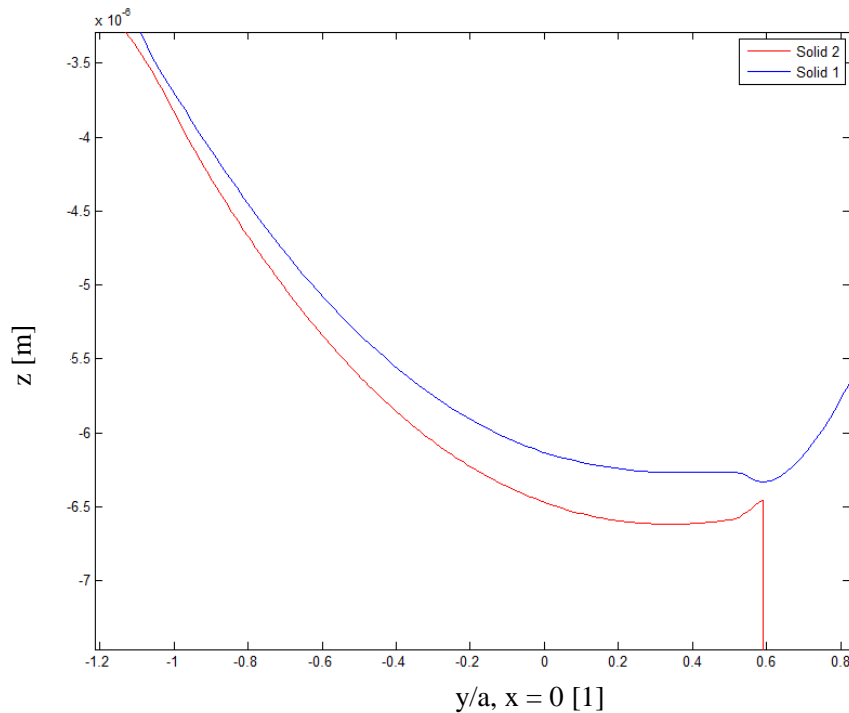


Figure 54 : Représentation en coupe de deux massifs élastiques en contact (sur le bord du solide inférieur), séparés par un film lubrifiant.

Mais il faut bien noter que l'effet de déformation du massif dans son ensemble peut être encore plus critique. En effet, dans le cas du contact collet-rouleau, la déflexion élastique du flan (de la bague extérieure par exemple) pourrait déplacer la zone de contact dans des proportions notables.

On notera au passage que le fait de prendre en compte une géométrie plus réaliste des massifs en contact permettra également de poser les conditions aux limites du problème thermique de manière plus adéquate, et donc d'obtenir un résultat plus fin (sur le frottement notamment). L'approche continue générale proposée ici (chapitre 1) ne se limitant pas aux solides élastiques semi-infinis, il est également tout à fait envisageable de prendre en compte un comportement inélastique, voire anisotrope des matériaux.

Certains aspects présentés ici ont été traités ou évoqués dans le cadre du projet Tribogyr. L'étude sur la troncation a été initiée avec succès dans le cadre de la thèse de Thomas Doki-Thonon [T5] et elle a été reprise par la suite en interne par la société SKF. La troncation liée à la déflexion des flans pourraient également faire l'objet (ou partie) d'un projet futur.

La troisième phase concernant l'influence du mécanisme consiste à lier l'équilibre de la charge du contact (qui détermine en partie le champ de pression, et donc la déformation des solides, etc.), avec la réponse (voir l'excitation) du mécanisme. C'est un problème difficile car la charge imposée par le mécanisme peut-être elle-même fonction de la réponse du contact à cette sollicitation.

En première approche le problème consiste à ajouter aux équations décrites dans la section 1.1 une équation du comportement dynamique des massifs solides en contact (mouvement de corps rigide ajouté aux déformations de contact).

Mais le problème pourra devenir de plus en plus complexe (mais aussi de plus en plus réaliste) à mesure que l'on considère l'évolution des différentes conditions aux limites de chaque massif, qui peuvent être elles-mêmes des conditions de contact.

La première étape de ce type de modélisation voit le jour très prochainement avec une étude en partenariat avec la société Total [P07], portant sur la modélisation transitoire des contacts lubrifiés avec la prise en compte des effets thermiques.

3.2 Au cœur de l'interface

En parallèle de l'axe de recherche proposé ci-dessus, je propose de compléter l'approche multi-échelles, cette fois en considérant des échelles plus petites que la traditionnelle aire de contact. A l'échelle nanométrique, l'étude des contacts lubrifiés confinés (chapitre 1) devra être étendue au cas des films partiels jouxtant des zones de contacts directs entre solides. Enfin à plus long terme, c'est la problématique du régime de lubrification mixte qui est visée, faisant appel à plusieurs échelles à la fois : dans un cadre (milieux continus) transitoire et avec des surfaces rugueuses, les contributions des zones lubrifiées confinées (à l'échelle nanométrique) et des zones de lubrification limite pourront alors être prises en compte.

3.2.1 Lubrification confinée et lubrification limite

Des raisons diverses (sous-alimentation causée par le mécanisme, fluide de très faible viscosité) peuvent conduire à un film lubrifiant de quelques couches moléculaires seulement d'épaisseur. Il a été montré dans la section 2.3 comment les simulations DM pouvaient être un formidable outil d'investigation, tout à fait complémentaire aux expérimentations, pour étudier des fluides ou des surfaces complexes à l'échelle nanométrique.

Dans un premier temps, des simulations DM pourront être menées avec des films de plus en plus fins séparant des surfaces rugueuses. Il s'agira de distinguer les situations où le fluide est capable de s'écouler entre les surfaces, de celles où l'écoulement est trop fortement perturbé, voir stoppé. La transition marquant la rupture du film lubrifiant devra alors être étudiée.

Lorsque ce film ultra fin ne sépare plus complètement les surfaces, l'écoulement des molécules du lubrifiant est perturbé, et l'action physique des additifs dans les zones où les solides se touchent est prépondérante.

Si cette problématique fait l'objet de la thèse de Daniele Savio [T7] (notamment l'action des additifs et la rupture du film), des premières pré-études ont déjà pu être menées :

- le master recherche de Fida Majdoub [E3] a montré clairement un arrêt net du glissement aux parois dans les simulations DM dès lors que la rugosité des surfaces était notable,
- le projet ANR Jeune Chercheur DiNEET [P02] a donné un cadre pour modéliser le comportement en adhésion/répulsion, puis en frottement, d'un contact solide/solide avec l'outil DM.

3.2.2 Le Graal de la lubrification mixte

Il a été montré dans la section 2.4 comment le glissement aux parois (calculé à l'échelle nanométrique) pouvait être intégré à des modèles à l'échelle continue. Dans la même logique,

on cherchera à transférer à partir des simulations DM les effets spécifiques de rupture de film et de contact entre aspérités (incluant l'action physique des additifs), vers l'échelle continue, seule capable de prendre en compte la totalité de l'aire de contact et le convergent.

Il sera alors nécessaire de prendre en compte l'échelle intermédiaire des rugosités (de l'ordre du micromètre) entre l'aire apparente de contact (millimétrique) et les zones de lubrification limite (nanométriques).

Un projet de cotutelle dans le cadre de la thèse de D. Savio ([T7] et [P12]) avec KIT (Karlsruhe Institute of Technology) inclut déjà la possibilité d'implémenter les comportements nano dans un modèle de lubrification mixte sur une zone rugueuse à l'intérieur de l'aire de contact macroscopique.

A terme, c'est bien sûr dans un modèle de contact complet (tel que décrit dans le chapitre 1) que ces effets devront être implémentés. Or la prise en compte des rugosités dans le modèle de contact lubrifié continu impose une étude transitoire. La zone de contact n'est jamais la même au cours du temps, lorsque ces surfaces rugueuses se déplacent. Cet ingrédient clé fait tout l'objet du projet [P07], qui mêle aspects thermique et transitoire dans le but d'identifier les sollicitations (mécaniques et thermiques) subies par le lubrifiant.

Avec la prise en compte à la fois des aspects nanométriques (déterminants dans les zones de très faible épaisseur et de contact direct entre aspérités), mais aussi de la zone de contact dans son ensemble (qui gouverne les débits de lubrifiant et le rapprochement des corps solides), la modélisation numérique du régime de lubrification mixte sera à notre portée.

3.3 Bilan

L'approche multi-échelles proposée, en prolongation directe des travaux menés jusqu'alors, permet d'imaginer des modèles numériques nettement enrichis en termes de physique, et plus réalistes.

En fonction des cas et des échelles d'intérêt, la simulation des effets de cinématique du système, de ménisques, mais aussi de glissement aux parois ou d'action physique des additifs peut être envisagée.

Bien sûr des limites s'imposent et il serait vain de partir dans trop de directions à la fois, sous peine d'échec. C'est pourquoi j'ai proposé des pistes raisonnables menant à l'intégration de phénomènes physiques d'importance, tout en laissant de côté (pour le court et le moyen termes) les aspects plus ardues de chimie et de dégradation des surfaces, menant à des modifications profondes de la matière. En termes d'avancée des modélisations mais aussi de moyens de calcul existants, je pense que ces aspects doivent continuer à être traités séparément des autres échelles, pour l'instant.

Par ailleurs, la réalité des systèmes mécaniques (industriels mais aussi vivants) nous oblige à considérer avec toujours plus de pertinence les matériaux et les phénomènes en jeu. Par exemple, une écrasante majorité des roulements est lubrifiée à la graisse, alors même que les modèles actuels considèrent le plus souvent un lubrifiant liquide. La synovie qui lubrifie nos articulations est loin d'être un fluide homogène, et sa structuration même peut être à l'origine de propriétés remarquables [TRU-07] ... Les défis pour des modélisations adéquates en tribologie ne manquent pas, à nous de les relever !

Références bibliographiques

[ALL-87] M. P. Allen, D. J. Tildesley : *Computer Simulations of Liquids*, Clarendon Press, Oxford, 1987.

[BAI-04] S. Bair : *A Rough Shear-Thinning Correction for EHD Film Thickness*. Tribology Transactions, vol. 47, pp. 361–365.

[BER-10A] H. Berro : *A Molecular Dynamics Approach to Nano-scale Lubrication*. Thèse de Doctorat, spécialité Génie Mécanique, soutenue le 11 octobre 2010 à l'INSA Lyon. N° ordre 2010-ISAL-0084. <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2010ISAL0084/these.pdf>

[BER-10B] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Hybrid Diffusion: An Efficient Method for Kinetic Temperature Calculation in Molecular Dynamics Simulations of Confined Lubricant Films*, Tribology Letters, vol. 37, n°1, 2010, pp. 1-13.

[BER-10C] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Molecular Dynamics simulation of surface energy and ZDDP effects on friction in nano-scale lubricated contacts*, Tribology International, vol. 43, n°10, 2010, pp. 1811-1822.

[BER-11] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne, T. Tokumasu, T. Ohara, G. Kikugawa : *Energy dissipation in non-isothermal Molecular Dynamics simulations of confined liquids under shear*. The Journal of Chemical Physics, vol. 135, n°13, 2011, pp. 134708-1-10.

[BRU-12] V. Bruyère, N. Fillot, G. E. Moralès-Espejel, P. Vergne : *Computational Fluid Dynamics and Full Elasticity Model for Sliding Line Thermal Elastohydrodynamic Contacts*, Tribology International, vol. 46, 2012, pp. 3-13.

[BRU-X] V. Bruyère, N. Fillot, G. E. Moralès-Espejel, P. Vergne : *A two-phase flow approach for the outlet of lubricated line contacts*. International Tribology Conference, 30 octobre-3 novembre 2011, Hiroshima, Japon. Un article correspondant à cette communication est soumis dans la revue Journal of Tribology.

[CAH-57] J. Cahn, J. Hilliard : *Free energy of a nonuniform system. I. interfacial free energy*. The Journal of chemical physics, vol. 28, 1957, pp. 258-267.

[CAM-58] A. Cameron : *The viscosity wedge*, ASLE Transaction, vol. 1, 1958, pp. 248–253.

[COL-98] F. Colin, F. Chevalier, J.-P. Chaomleffel, J. de Mul, G. Dalmaz : *Starved elastohydrodynamic lubrication of the rib-roller end contact in tapered roller bearings: film thickness, traction and moments*, Tribology Series, vol. 34, 1998, pp. 253-263.

[DOK-12] T. Doki-Thonon, N. Fillot, P. Vergne, G.E. Moralès-Espejel : *Numerical Insight into Heat Transfert and Power Losses in Spinning EHL Point Contacts*, Journal of Engineering Tribology, vol. 226, 2012, pp. 23-35.

- [DOR-08] H. Dormois : *Frottement dans les contacts EHD de grandes dimensions, rôle du pivotement*. Thèse de Doctorat, spécialité Génie Mécanique, soutenue le 14 novembre 2008 à l'INSA Lyon. N° ordre 2008-ISAL-0091. <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2008ISAL0091/these.pdf>
- [DOR-09] H. Dormois, N. Fillot, P. Vergne, G. Dalmaz, M. Querry, E. Ioannides, G. E. Morales-Espejel : *Tribogyr: a new test rig to study traction in high spinning EHD large-size contact*. Tribology Transaction, Vol. 52, 2009, pp. 171-179.
- [DOR-10] H. Dormois, N. Fillot, W. Habchi, G. Dalmaz, P. Vergne, G. E. Morales-Espejel, E. Ioannides : *A Numerical Study of Friction in EHD Rolling Sphere-Plane Contacts with Spinning*. Journal of Tribology, 2010, Vol. 132, 021501-1-10.
- [DOW-66] D. Dowson, G. R. Higginson : *Elastohydrodynamic Lubrication: the Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon, Oxford, 1966.
- [DOW-86] D. Dowson, C.M. Taylor, X. Hu : *The lubrication of elliptical contacts with spin*, Tribology Series, vol. 11, 1987, p. 451-463.
- [DOW-91] D. Dowson, C.M. Taylor, H. Xu : *Elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with spin and rolling*, Proc. Instn. Mech. Engrs Part C, 1991, vol. 205, p. 165-174.
- [DOW-93] D. Dowson, C.M. Taylor, H. Xu: *Elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with pure spinning*, Proc. Instn. Mech. Engrs Part C, 1993, vol. 207, p. 83-92.
- [DOW-98] D. Dowson : *History of Tribology*, Wiley, 2nd edition, 1998.
- [EHR-98] P. Ehret, D. Dowson, C.M. Taylor : *On Lubricant Transport Conditions in Elastohydrodynamics Conjunctions*. Proc. R. Soc. A, vol. 454, 1998, pp. 763-787
- [EHR-99] P. Ehret, D. Dowson, C. M. Taylor : *Thermal effects in elliptical contacts with spin conditions*, Tribology Series, vol. 36, 1999, pp. 685 – 703.
- [ELR-81] H. G. Elrod : *A cavitation algorithm*. Journal of Lubrication Technology, vol.103, 1981, pp. 350-354.
- [EVA-81] H. P. Evans, R. W. Snidle : *The Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Spheres*. Journal of Lubrication Technology, vol. 103, 1981, pp. 547-557.
- [FIL-11] N. Fillot, H. Berro, P. Vergne : *From continuous to molecular-scale in modelling elastohydrodynamic lubrication : nanoscale surface slip effects on film thickness and friction*. Tribology Letters, 2011, vol. 43, n°3, pp. 257-266.
- [GAD-84] N. Gadallah, G. Dalmaz : *Hydrodynamic lubrication of the rib-roller end contact of a tapered roller bearing*. Journal of Tribology, 1984, vol. 106, n° 2, pp. 265-274.
- [GAO-97] J. Gao, W. D. Luedtke, U. Landman : *Layering transitions and dynamics of confined liquid films*. Physical Review Letters, vol. 79, n°4, 1997, pp. 705–708.

[GEO-00] J.-M. Georges : *Frottement, usure et lubrification*. Eyrolles, CNRS Editions, collection Sciences et techniques de l'ingénieur, 2000.

[GOH-01] R. Gohar : *Elastohydrodynamics*. 2nd edition, Imperial College Press, London, 2001.

[GUP-97] S. A. Gupta, H. D. Cochran, P. T. Cummings : *Shear behavior of squalane and tetracosane under extreme confinement. iii. Effect of confinement on viscosity*. The Journal of Chemical Physics, vol. 107, n°23, 1997, pp. 10335–10343.

[HAB-08A] W. Habchi: *A full-system finite element approach to Elastohydrodynamic Lubrication Problems : Application to ultra-low-viscosity fluids*. Thèse de Doctorat, spécialité Génie Mécanique, soutenue le 1^{er} juillet 2008 à l'INSA Lyon. N° ordre 2008-ISAL-0038. <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2008ISAL0038/these.pdf>

[HAB-08B] W. Habchi, D. Eyheramendy, P. Vergne and G. Morales-Espejel : *A Full-System Approach of the Elastohydrodynamic Line/Point Contact Problem*, Journal of Tribology, vol. 130, n°2, 2008, 021501.

[HAB-08C] W. Habchi, D. Eyheramendy, S. Bair, P. Vergne, G. E. Morales-Espejel : *Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Using a Newtonian/Generalized Newtonian Lubricant*. Tribology Letters, vol. 30, n°1, 2008, p. 41-52.

[HAB-10] W. Habchi, P. Vergne, S. Bair, O. Andersson, D. Eyheramendy, G. E. Morales-Espejel : *Influence of Pressure and Temperature Dependence of Thermal Properties of a Lubricant on the Behaviour of Circular TEHD Contacts*. Tribology International, vol. 43, 2010, pp. 1842-1850.

[HAB-11] W. Habchi, P. Vergne, N. Fillot, S. Bair, G. E. Morales-Espejel : *A Numerical Investigation of the Local Behavior of TEHD Highly Loaded Circular Contacts*. Tribology International, vol. 44, 2011, pp. 1987-1996.

[JAB-00] A. Jabbarzadeh, J. D. Atkinson, R. I. Tanner : *Effect of the wall roughness on slip and rheological properties of hexadecane in molecular dynamics simulation of Couette shear flow between two sinusoidal walls*. Physical Review E, vol. 61, n°1, 2000, pp. 690–699.

[JAB-02] A. Jabbarzadeh, J. D. Atkinson, R. I. Tanner : *The effect of branching on slip and rheological properties of lubricants in molecular dynamics simulation of Couette shear flow*. Tribology International, vol. 35, 2002, pp. 35–46.

[JAC-03] B. Jacod, C.H. Venner, P.M. Lugt : *Extension of the Friction Mastercurve to Limiting Shear Stress Models*. Journal of Tribology, vol. 125, 2003, pp. 739-746.

[JIA-95] X. Jiang, P. L. Wong, and Z. Zhang : *Thermal non-newtonian ehl analysis of rib-roller end contact in tapered roller bearings*. Journal of Tribology, vol. 117, n°4, 1995, pp. 646–654.

[JOR-88] W. L. Jorgensen, J. Tirado-Rives : *The OPLS forcefield for proteins. Energy minimizations for crystals of cyclic peptides and crambin*. Journal of the American Chemical Society, vol. 110, 1988, pp. 1657-1723.

- [KAN-90] M. Kaneta, H. Nishikawa, K. Kameishi : *Observation of Wall Slip in Elastohydrodynamic Lubrication*. Journal of Tribology, vol. 112, 1990, pp. 447-452.
- [KAN-96] M. Kaneta, H. Nishikawa, T. Kanada, K. Matsuda : *Abnormal Phenomena Appearing in EHL Contacts*, Journal of Tribology, vol. 118, 1996, pp. 886-892.
- [KAM-03] D. Kamei, H. Zhou, K. Suzuki, K. Konno, S. Takami, M. Kubo, A. Miyamoto : *Computational chemistry study on the dynamics of lubricant molecules under shear conditions*. Tribology International, vol. 36, 2003, pp. 297-202.
- [LID-05] D. Lide (Ed.) : *Handbook of Chemistry and Physics*, 85th Edition. CRC Press, 2004-2005.
- [LUG-11] P. M. Lugt, G. E. Moralès-Espejel : *A Review of Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory*. Tribology Transactions, vol. 54, 2011, pp. 470-496.
- [MAR-06] A. Martini, Y. Liu, R. Q. Snurr, Q. J. Wang : *Molecular dynamics characterization of thin film viscosity for EHL simulation*. Tribology Letters, vol. 21, n°3, 2006, pp. 217-225.
- [MAR-07] A. Martini : *Molecular Modeling and Continuum analysis of Thin Film Interfaces*. Ph. D. thesis, Northwestern University, Evanston, 2007.
- [MEU-2009] M.-H. Meurisse, Michel Querry, Jeanne Malafosse : *Ecrasement d'un film liquide entre deux plans parallèles : adhérence ou glissement aux parois ?* Mécanique & Industrie, vol. 10, 2009, pp. 415-420.
- [MOR-09] G. E. Moralès-Espejel : *Semi-analytical methods for surface life analysis in elastohydrodynamically lubricated and dry contacts*. Habilitation à Diriger les Recherches (HDR), INSA Lyon et Université Claude Bernard Lyon I, soutenue en mars 2009.
- [MUL-99] F. Muller-Plathe, D. Reith : *Cause and effect reversed in non-equilibrium molecular dynamics: an easy route to transport coefficients*. Computational and Theoretical Polymer Science, vol. 9, 1999, pp. 203-209.
- [NAJ-89] B. Najji, B. Bou-Said, D. Berthe : *New formulation for lubrication with non-newtonian fluids*, Journal of Tribology, vol. 111, n°1, 1989, pp. 29-34.
- [NAV-08] A. Naveira-Suarez, M. Grahn, R. Pasaribu, R. Larsson : *The influence of base oil polarity on the tribological performance of zinc dialkyldithiophosphate additives*. 2nd International Conference on Advanced Tribology, 3-5 décembre 2008, Singapour.
- [NIJ-94] G. Nijenbanning, C.H. Venner, H. Moes : *Film Thickness in Elastohydrodynamically Lubricated Elliptic Contacts*. Wear, vol. 176, 1994, pp. 217-229.
- [PAR-68] R. J. Parker, E. V. Zaretsky, and W. J. Anderson : *Spinning friction coefficients with the lubricants*. Journal of Lubrication Technology, vol. 90, 1968, pp. 330-332.

- [POO-70] S. Y. Poon : *Some of calculations to assess the effect spin on the tractive capacity of rolling contact drives*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 185, 1970, p. 1015–1022.
- [PRI-04] N. V. Priezjev, S. M. Troian : *Molecular origin and dynamic behavior of slip in sheared polymer films*, Physical Review Letters, vol. 92, n°1, 2004, 018302.
- [REN-11] M. Renouf, F. Massi, N. Fillot, A. Saulot : *Numerical tribology of a dry contact*, Tribology International, vol. 44, 2011, pp. 834-844.
- [ROE-66] C.J.A. Roelands : *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, PhD Thesis, Technische Hogeschool Delft, The Netherlands (1966).
- [SAH-07] F. Sahlin, A. Almqvist, R. Larsson, S. Glavatskih : *A cavitation algorithm for arbitrary lubricant compressibility*. Tribology International, vol. 40, n° 8, 2007, pp. 1294-1300.
- [SAV-11] D. Savio, N. Fillot, P. Vergne, M. Zaccheddu : *A model for wall slip prediction of confined n-alkanes: effect of wall-fluid interaction versus fluid resistance*. Accepté pour publication dans Tribology Letters (janvier 2012).
- [SHA-99] T. L. Sham, J. Tichy : *Hybrid Molecular Dynamics and Continuum Mechanics Analysis of Thin Film Lubrication*. Tribology Series, vol. 36, 1999, pp. 467-473.
- [SNI-69] R.W. Snidle, J.F. Archard : *Theory of hydrodynamic lubrication for a spinning sphere*, Proc. Instn. Mech. Engrs, vol. 184, 1970, p. 839-846
- [SPI-04] H. Spikes : *The history and mechanisms of ZDDP*, Tribology Letters, vol. 17, 2004, pp. 469–489.
- [TEV-79] J.L. Tevaarwerk, K. L. Johnson : *The influence of fluid rheology on the performance of traction drives*, Journal of Lubrication Technology, vol. 101, 1979, pp. 266–274.
- [TEV-81] J. L. Tevaarwerk : *A simple thermal correction for large spin traction curves*. Journal of Mechanical Design, vol. 103, 1981, pp. 440-445.
- [THO-90] P. A. Thompson, M. O. Robbins : *Shear flow near solids: Epitaxial order and flow boundary conditions*. Physical Review A, vol. 41, n°12, 1990, pp. 6830–6837.
- [THO-92] P. A. Thompson, G. S. Grest, M. O. Robbins : *Phase transitions and universal dynamics in confined films*. Physical Review Letters, vol. 68, n°23, 1992, pp. 3448–3451.
- [TRU-07] A.-M. Trunfio-Sfarghiu, Y. Berthier, M.-H. Meurisse, J.-P. Rieu : *Multiscale analysis of the tribological role of the molecular assemblies of synovial fluid. Case of a healthy joint and implants*. Tribology International, vol. 40, 2007, pp. 1500-1515.

[WAT-90] E.T. Watts, J. Krim, A. Widom : *Experimental Observation of Interfacial Slippage at the Boundary of Molecularly Thin Films with Gold Substrates*. Phys. Rev. B, vol. 41, n°6, 1990, pp. 3466-3472.

[WU-86] S.R. Wu : *A Penalty Formulation and Numerical Approximation of the Reynolds-Hertz Problem of Elastohydrodynamic Lubrication*, Int. J. Engnrng. Sci., vol. 24, n°6, 1986, pp. 1001-1013.

[YAG-05] K. Yagi, K. Kyogoku, T. Nakahara : *Relationship between temperature distribution in EHL film and dimple formation*, Journal of Tribology, vol. 127, n°3, 2005, pp. 658–665.

[YAN-90] P. Yang, S. Wen : *A generalized Reynolds equation for non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication*, Journal of Tribology, vol. 112, 1990, pp. 631–636.

[YAN-01] P. Yang, S. Qu, Q. Chang, and F. Guo : *On the theory of thermal elastohydrodynamic lubrication at high slide-roll ratios—line contact solution*, Journal of Tribology, vol. 123, n°1, 2001, pp. 36–41.

[YAN-06] P. Yang, J. Wang, M. Kaneta : *Thermal and non-Newtonian numerical analysis for starved EHL line contacts*, Journal of Tribology, vol. 128, 2006, p. 282-290.

Deuxième partie

Synthèse des activités d'enseignant-chercheur

1.	Curriculum Vitae	90
2.	Activités de Recherche	91
2.1	Encadrement	91
2.2	Bilan des projets de recherche	94
2.3	Reconnaisances internationales	97
2.4	Production scientifique	98
3.	Activités d'enseignement	104
3.1	Période 2001-2005.....	104
3.2	Depuis 2005	105
4.	Responsabilités collectives.....	108
4.1	Responsabilités liées à la recherche	108
4.2	Responsabilités liées à l'enseignement	109
4.3	Responsabilités transverses	110

1. Curriculum Vitae

- Etat civil : Naissance le 17 mai 1978 à Troyes. Nationalité française. Marié, 1 enfant.
- 1996-2001 : **Etudes d'ingénieur** à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA Lyon), Département du Premier Cycle puis Département Génie Mécanique Développement (GMD).
- 2000-2001 : **Diplôme d'Etudes Approfondies (DEA)**, spécialité Génie Mécanique, INSA Lyon / Ecole Doctorale MEGA de Lyon. Stage de DEA au Laboratoire de Mécanique des Contacts, sous la responsabilité de Ivan Iordanoff.
- 2001-2004 : **Doctorat**, spécialité Génie Mécanique, sous la direction de Yves Berthier et Ivan Iordanoff (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides - LaMCoS), soutenue le 18 octobre 2004 à l'INSA de Lyon (voir la section 2.4.1).
- 2004-2005 : **Attaché Temporaire d'Enseignement et de Recherche**, Université Claude Bernard Lyon 1, UFR de Mécanique.
Recherche au LaMCoS pour la **SNCF** [P01].
- Depuis 2005 : **Maître de Conférence** à l'INSA de Lyon, activité d'enseignement au département Génie Mécanique Développement et activité de recherche au LaMCoS (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures), équipe Tribologie et Mécanique des Interfaces (TMI), groupe Modèles de Lubrification et Lubrifiants (ML²).
5 co-directions de thèse avec Philippe Vergne, voir la section 2.1.1.
- Quelques faits marquants sur cette période :
- 2006 : Prix Marshal B. Peterson, attribué par l'American Society of Mechanical Engineers (ASME), voir [R1].
- 2007- : Responsable des Projets de Fin d'Etude pour le Département GMD.
- 2008-2012 : Prime d'Encadrement Doctoral et de Recherche.
- 2009- : Membre du Conseil des Etudes de GMD.
- 2009- : Membre élu du vivier d'expert interne de l'INSA de Lyon pour la constitution des Comités de Sélection.

2. Activités de Recherche

Depuis 2005, mes activités de recherche se sont principalement déroulées dans le cadre du groupe ML² (Modèles de Lubrification et Lubrifiants), équipe TMI (Tribologie et Mécanique des Interfaces) du laboratoire LaMCoS (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides, renommé suite à une fusion en 2006 Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures).

L'attribution en 2008 d'une *Prime d'Encadrement Doctorale et de Recherche* a permis de limiter l'enseignement au profit d'une plus forte activité de recherche, concrétisée par des thèses encadrées.

Sont détaillés dans ce chapitre les encadrements effectués depuis ma nomination, le contexte des projets de recherche menés, pour terminer par le bilan de la reconnaissance internationale et les publications et communications.

2.1 Encadrement

Sont listés ici les encadrements de doctorants et d'autres étudiants. Pour les encadrements de post-doc, on se référera dans la section 2.2 aux projets [P02], [P07], [P13].

2.1.1 Encadrement de thèses de doctorat

Il faudra distinguer dans cette liste de thèses celles pour lesquelles j'ai contribué à l'environnement scientifique, attesté par des articles et des communications en commun (notées ^(E)) et celles que j'ai co-dirigées de façon effective et pour lesquelles j'ai participé activement à l'établissement des objectifs et à leur réalisation (notées ^(D)).

Pour les thèses notées ^(D), la nature du financement renvoie aux projets de recherche (section 2.2) auxquels elles correspondent.

[T1] **David Richard** ^(E)

Titre : *Thermique des Contacts avec Troisième Corps Solide, Modélisation et compréhension des phénomènes de frottement et de diffusion de la chaleur par la méthode des Eléments Discrets.*

Débutée le 1^{er} octobre 2005, soutenue le 5 septembre 2008.

Direction : Yves Berthier et Ivan Iordanoff (Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers), co-encadrement : Mathieu Renouf.

Cette thèse a apporté un article en commun [6] et deux communications communes lors de congrès internationaux ([C10], [C12]).

David Richard est actuellement (et depuis la fin de sa thèse) ingénieur R&D chez Swatch, à Bienne, Suisse.

[T2] **Wassim Habchi** ^(E)

Titre : *A full-system finite element approach of elastohydrodynamic lubrication problems : application to ultra-low-viscosity fluids.*

Débutée le 1^{er} octobre 2005, soutenue le 1^{er} juillet 2008.

Direction : Philippe Vergne et Dominique Eyheramendy (Ecole Centrale de Marseille).

Cette thèse a apporté deux articles en commun ([11], [17]) et quatre communications lors de congrès internationaux ([C16], [C19], [C24], [C27]).

Wassim Habchi est actuellement (et depuis la fin de sa thèse) Enseignant-Chercheur (Assistant Professor) à la Lebanese American University (LAU), à Byblos, Liban.

[T3] **Hervé Dormois** ^(D)

Titre : *Frottement dans les contacts Elastohydrodynamiques de grandes dimensions, rôle du pivotement.*

Débutée le 1^{er} octobre 2005, soutenue le 14 novembre 2008.

Direction : Philippe Vergne, **co-direction** : Nicolas Fillot.

Nature du financement : industriel [P04].

Cette thèse a apporté deux articles ([9], [11]) et deux communications lors de congrès internationaux ([C11], [C24]).

Hervé Dormois est actuellement (et depuis la fin de sa thèse) *Sales Engineer* chez SIEMENS Transzformators kft à Budapest, Hongrie.

[T4] **Hassan Berro** ^(D)

Titre : *A Molecular Dynamics Approach to Nano-scale Lubrication.*

Débutée le 1^{er} octobre 2007, soutenue le 11 octobre 2010.

Direction : Philippe Vergne, **co-direction** : Nicolas Fillot.

Nature du financement : principalement académique [P08], industriel en complément [P11].

Cette thèse a apporté quatre articles ([10], [12], [15], [18]), sept communications lors de congrès internationaux ([C14], [C15], [C18], [C21], [C23], [C25], [C26]) – auxquelles s'ajoutent trois conférences invitées ou *keynote* ([R2], [R3], [R4]), et deux communications lors de congrès nationaux ([C35], [C38]).

Après quelques mois de post-doc CNRS à l'Ecole Centrale de Lyon après sa thèse, Hassan Berro est depuis le 1^{er} juillet 2011 Ingénieur de Recherche chez EDF R&D, à Clamart.

[T5] **Thomas Doki-Thonon** ^(D)

Titre provisoire : *Film thickness and energy loss in spinning contacts.*

Débutée le 1^{er} avril 2009.

Direction : Philippe Vergne, **co-direction** : Nicolas Fillot.

Nature du financement : contrat industriel [P04].

Cette thèse a apporté un article [16] accepté pour publication, et trois communications lors de congrès internationaux ([C19], [C24], [C30]).

Thomas Doki-thonon devrait finir sa thèse autour du 30 juin 2012.

[T6] **Vincent Bruyère** ^(D)

Titre provisoire : *Modélisation Fluide-Structure de l'écoulement d'un lubrifiant dans et autour d'un contact Elastohydrodynamique.*

Débutée le 1^{er} octobre 2009.

Direction : Philippe Vergne et Guillermo Moralès-Espejel, **co-direction** : Nicolas Fillot.

Nature du financement : académique [P05].

Cette thèse a apporté un article [14], un article soumis [22], deux communications lors de congrès internationaux ([C22], [C31]) et une lors d'un congrès national [C36].
Vincent Bruyère devrait finir sa thèse autour du 30 septembre 2012.

[T7] **Daniele Savio** ^(D)

Titre provisoire : *Nanoscale tribology : toward a multi-scale model for lubricated contacts*.

Débutée le 1^{er} octobre 2010.

Direction : Philippe Vergne, **co-encadrement** : Nicolas Fillot.

Nature du financement : industriel [P12].

Cette thèse a apporté un article [19], une communication lors d'un congrès international [C28] et une lors d'un congrès national [C38].

Daniele Savio devrait finir sa thèse autour du 30 septembre 2013.

2.1.2 Encadrement d'autres étudiants

Il n'est pas fait mention ici de l'encadrement des différents projets GMD (voir la section 3.2), qui ont demandé un certain travail sur le plan pédagogique, mais qui ont été assez découplés de l'activité de recherche. Seuls deux types de projets ont réellement mêlé les activités de recherche et d'enseignement : les stages de Master Recherche et les StudienArbeit (dédiés aux étudiants en double diplôme INSA Lyon - Université de Karlsruhe en Allemagne). J'assure seul l'encadrement, ou avec l'un des doctorants cités plus haut.

On remarque que sur ces deux formations, près d'un étudiant sur deux est resté dans l'équipe pour effectuer un doctorat. Deux autres continuent leurs études en dehors de l'INSA, et deux ont des postes d'ingénieur dans des domaines proches de la recherche.

Master Recherche

[E1] **Julien Meunier**

Master MEGA, spécialité Génie Mécanique, soutenu en septembre 2008 : *Dissipation d'énergie au cours du frottement, un challenge de modélisation moléculaire*, travail complémentaire et en étroite interaction avec la thèse de Hassan Berro.

Julien Meunier est actuellement ingénieur dans l'entreprise Maintenance Product du groupe SKF.

[E2] **Vincent Bruyère**

Master MEGA, spécialité Génie Mécanique, soutenu en septembre 2009 : *Interactions fluide-structure dans un contact lubrifié*. Il s'agit de la première étape d'une modélisation originale du problème EHD, qui a jeté les bases de la thèse actuelle de Vincent (voir [T6]).

[E3] **Fida Majdoub**

Master MEGA, spécialité Génie Mécanique, soutenu en septembre 2010 : *Glissement fluide/solide dans un contact lubrifié : une analyse à l'échelle moléculaire*. Fida Majdoub est actuellement en thèse au Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (Ecole Centrale de Lyon).

[E4] Morgane Perrin

Master MEGA, spécialité Génie Mécanique, soutenu en septembre 2010 : *Modélisation des fluides diphasiques et des interfaces fluide/solide*, travail complémentaire aux travaux de thèse de Vincent Bruyère.

Morgane Perrin est actuellement ingénieure dans l'entreprise ESI-groupe.

StudienArbeit

[E5] Thomas Doki-Thonon

StudienArbeit soutenu en février 2007 : *Lubrification moléculaire d'un contact fortement chargé*. Il s'agissait de jeter les bases des premiers modèles de contacts confinés à l'échelle moléculaire.

Thomas Doki-Thonon est actuellement en thèse dans l'équipe (voir [T5]).

[E6] Daniele Savio

StudienArbeit soutenu en février 2008 : *Etude numérique de la lubrification élastohydrodynamique*. Le projet consistait à bâtir une interface conviviale pour l'utilisation des modèles développés dans le cadre de la thèse de Wassim Habchi.

Daniele Savio est actuellement en thèse dans l'équipe (voir [T7]).

[E7] Vincent Strubel

StudienArbeit soutenu en février 2011 : *Modélisation Eléments Finis d'un palier hydrodynamique*. Accompagné d'une démarche contractuelle avec l'entreprise Bosch [P06], ce projet a constitué la base des travaux de Vincent sur les paliers poreux et à feuille lors de son stage suivant (chez Bosch).

Vincent Strubel poursuit actuellement ses études à KIT (Université de Karlsruhe).

2.2 Bilan des projets de recherche

L'ensemble des projets de recherche, qu'ils soient académiques ou en lien fort avec l'industrie, en France ou à l'étranger, est recensé ici.

On notera d'une part que de nombreux projets se placent dans un contexte international, et d'autre part que le partenariat très fort avec l'entreprise SKF (Engineering and Research Center, Nieuwegein, Pays-Bas), n'exclut pas des collaborations récentes avec d'autres entreprises comme Total (Centre de Recherche de Solaize, France) et Bosch (Corporate Sector Research and Development, Stuttgart, Allemagne).

On distingue également les projets auxquels j'ai participé activement, notés ^(P), de ceux pour lesquels j'ai eu également un rôle d'initiateur, notés ^(I).

Pour plus de clarté, cette section est découpée suivant les trois thèmes : Lubrification solide, Lubrification élastohydrodynamique et Lubrification à l'échelle moléculaire.

2.2.1 Lubrification solide

[P01] **Shuntage** ^(P)

Fin 2004, la SNCF demande au laboratoire de comprendre puis de modéliser le phénomène de déshuntage : dans certaines circonstances un contact électrique ne se fait plus entre les roues

du train et les rails, ce qui rend le train indétectable pour les aiguilleurs. Mon année de post-doc (2004-2005) a été l'occasion de lancer les premières études numériques sur le sujet (contrat via INSAVALOR de 13h/semaine), reprises ensuite fin 2005 par Mathieu Renouf. En termes académiques, ce travail s'est concrétisé par 2 articles ([7], [8]) et une conférence internationale [C8].

[P02] **DiNEET** ⁽¹⁾

Sur la période 2008-2011, le projet ANR Jeune Chercheur DiNEET (Dialogue Numérique Entre Echelles Tribologiques), porté par Mathieu Renouf, a permis l'obtention d'un cluster de calcul interne au laboratoire. Ce cluster a donné une grande autonomie pour l'activité « Simulation numérique de milieux discrets », et les simulations en Dynamique Moléculaire en particulier.

Un quart du projet (GT4) dont j'étais responsable portait sur la simulation à l'échelle du nanomètre du contact statique puis en glissement entre deux solides. Une part de ce projet rejoint d'une certaine manière les objectifs du projet [P12] (lorsque le fluide confiné devient quasi-inexistant).

Ce fut l'opportunité d'encadrer en partie Pierre Bernard (post-doc) sur la période 2010-2011, et d'écrire avec les jeunes chercheurs de l'équipe un article commun de synthèse sur la tribologie numérique [13].

2.2.2 Lubrification élastohydrodynamique

[P03] **Analytical prediction of film thickness under EHD & ULVF operating conditions : Hydrobille SKF** ^(P)

A la suite de la thèse de Wassim Habchi, la société SKF-ERC (Engineering and Research Centre, Nieuwegein, Pays-Bas) a demandé la réalisation d'une application permettant de mettre en œuvre les relations analytiques d'épaisseur de film obtenues par différentes équipes, incluant les relations récentes sur les fluides de très faibles viscosités.

[P04] **Tribogyr** ^(P)

Tribogyr est sans doute l'un des plus gros projets porté par l'équipe ces dernières années (depuis 2002). Son poids en termes humain, matériel et financier a joué un rôle certain dans les préoccupations de l'équipe et déjà deux thèses (Hervé Dormois [T3] et Thomas Doki-Thonon [T5]) se sont succédées dans ce cadre. L'ensemble des coûts (salaire des doctorants, banc expérimental en perpétuel développement) est supporté par l'entreprise SKF-ERC, initiatrice du projet.

Mon implication dans ce projet concerne essentiellement les modélisations numériques du contact en pivotement, en plus du suivi du développement expérimental et de son analyse.

A travers les deux thèses citées ici, on dénombre trois articles ([9], [11], [16]) et trois conférences internationales ([C11], [C24], [C30]) à ce jour.

Une troisième thèse est à l'étude dans ce cadre.

[P05] **Modélisation fluide-structure de l'écoulement d'un lubrifiant dans et autour d'un contact EHD** ⁽¹⁾

A la suite de la thèse de Wassim Habchi, de nouvelles possibilités en modélisation numérique des contacts lubrifiés voient le jour, notamment sur l'aspect multiphasique : c'est la thèse de Vincent Bruyère [T6].

Le financement de cette thèse (salaire du doctorant) est assuré par un Contrat Doctoral Enseignant, obtenu auprès de l'Ecole Doctorale MEGA. Ceci n'empêche pas la participation active de Guillermo Moralès (SKF-ERC et *Visiting Professor* au laboratoire) sur les aspects scientifiques.

[P06] **Finite Element modelling of a journal bearing** ^(I)

Le StudienArbeit de Vincent Strubel [E7], de septembre 2010 à mars 2011, poursuivi par un stage chez Bosch (Stuttgart), a fait l'objet d'un contrat avec cette société. Cette première étape de collaboration semble avoir porté ses fruits puisqu'une proposition d'accueil d'un doctorant de Bosch (et de KIT – Karlsruhe Institute of Technology) est actuellement à l'étude.

[P07] **Simulation des contacts lubrifiés non isothermes, en régime transitoire** ^(I)

Une collaboration nouvelle a vu le jour depuis 2010 avec l'entreprise Total (service Raffinage Marketing, Centre de Recherche de Solaize, France) autour de la modélisation transitoire en EHD. Cette activité contractuelle se concrétise à l'automne 2011 par le lancement du post-doc de 18 mois de Jonathan Raisin, totalement financé par l'entreprise.

2.2.3 Lubrification à l'échelle nanométrique

[P08] **Simulation numérique du frottement à l'échelle moléculaire** ^(I)

Le financement du salaire d'Hassan Berro [T4] fut assuré par une Allocation de Recherche (Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche) obtenue auprès de l'Ecole Doctorale MEGA. Ce financement fut complété par le projet [P11].

[P09] **NaSMoTI** ^(P)

NaSMoTI (NanoScale Modeling of Tribological Interfaces) est l'un des projets du Laboratoire International ELyT Lab liant l'Université de Tohoku (Sendai, Japon), l'Ecole Centrale de Lyon et l'INSA de Lyon. Mené par Philippe Vergne et Takashi Tokumasu, ce projet fut l'un des aspects d'une collaboration plus large avec l'IFS (Institute of Fluid Science) de l'Université de Tohoku.

Grâce à ce rapprochement, Hassan Berro [T4] a pu passer deux mois (en 2009) au Japon (programme GCOE de l'IFS), sur les traces de David Richard [T1] (également 1 mois au Japon en 2008).

Takashi Tokumasu a été accueilli à maintes reprises dans ce cadre au LaMCoS, dont 4 mois en 2008.

Ce rapprochement compte déjà un article en commun avec l'Université de Tohoku [18], un article soumis [21], et quatre conférences internationales ([C17], [C18], [C20], [C25]) – en plus du rayonnement de l'équipe qu'il a permis au Japon ([R2], [R4]).

[P10] **Lubfundaments** ^(P)

Il s'agit d'un projet européen *Marie-Curie Transfert of Knowledge* liant SKF-ERC (Pays-Bas), l'INSA de Lyon (via l'équipe TMI du LaMCoS) et l'Université de Luleå (Suède), permettant l'échange de chercheurs entre ces trois partenaires, afin de prospecter sur des collaborations à plus longs termes. En ce qui me concerne, j'ai pu effectuer deux séjours de deux semaines en 2008 et 2009 chez SKF-ERC, et en retour accueillir Maurizio Zaccheddu (Ingénieur de Recherche ERC) pour également deux périodes de deux semaines.

Ce projet a permis d'initier un rapprochement fort sur la thématique *Lubrification à l'échelle moléculaire*, et est directement à l'origine du projet [P11] et de la thèse de Daniele Savio ([T7] et [P12]).

[P11] **Friction measurement through molecular modelling** ⁽¹⁾

En 2008, à la demande de SKF-ERC et dans le cadre de la thèse de Hassan Berro [T4], des simulations MD sont lancées pour étudier l'effet de l'additif ZDDP sur le frottement d'un contact lubrifié avec de l'hexadécane. Ce projet a permis la publication d'un article [12] et la présentation d'une conférence internationale [C15]. Il a initié également le projet [P12].

[P12] **Nanoscale study of boundary lubrication (effect of additives, surface composition and morphology): Towards a link with continuous models** ⁽¹⁾

Mes collaborations passées avec SKF-ERC ([P10] et [P11]) ont ouvert la voie pour le lancement courant 2010 de la thèse CIFRE de Daniele Savio [T7]. En plus de SKF-ERC (acteurs majeurs : Rihart Pasaribu, Maurizio Zaccheddu et Guillermo Moralès), ce projet inclut l'entreprise SKF-Aerospace basée à Valenciennes (France) et les Instituts IPEK (Benoît Lorentz) et ITM (Hartmut Hertzler) de KIT (Karlsruhe Institute of Technology), avec un projet de co-tutelle avec le Professeur Seemann (ITM).

Hartmut Hertzler a bénéficié d'un poste de Professeur invité au LaMCoS pendant deux mois en 2011 et Daniele Savio (outre ses deux ans d'études à KIT en 2008-2010) a effectué un séjour de deux semaines en 2011 dans le cadre de ce projet.

[P13] **Tribopath** ^(P)

Le projet de Bonus Qualité Recherche Tribopath obtenu en 2011 (financement mis à disposition par l'INSA) et porté par Ana-Maria Trunfio-Sfarghiu, se concrétise par l'embauche de Kerstin Falk (post-doc) pour six mois sur la thématique de modélisation à l'échelle moléculaire de la lubrification des articulations humaines, que j'encadrerai en partie.

2.3 Reconnaisances internationales

a) Distinction honorifique

- [R1] Obtention du **Marshall B. Peterson Award**, décerné par l'ASME (*American Society of Mechanical Engineering*) en octobre 2006 : *“For pioneering research concerning wear and solid lubrication from the point of view of modeling individual third body particle behaviour, to contribute to a better explanation and utilization of existing methodologies for wear prediction”*.

b) Keynotes et conférences invités

- [R2] M. Renouf, H. Berro, N. Fillot : *Mechanical and thermal effect for Complex fluid modelling using discrete element approaches. 8th International Symposium on advanced fluid information and transdisciplinary fluid integration*, 19-20 décembre 2008, Sendai, Japon (conférence invitée).
- [R3] N. Fillot, H. Berro, W. Habchi, P. Vergne : *Complementary scales and models to better describe lubricated contacts. World Tribology Congress IV*, 6-11 septembre 2009, Kyoto, Japon (Keynote lecture).

- [R4] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *The role of interfaces in the molecular dynamics simulation of molecular lubrication. 7th International Conference on Flow Dynamics*, 1-3 novembre 2010, Sendai, Japon (conférence invitée).

2.4 Production scientifique

2.4.1 Thèse de doctorat

N. Fillot : *Etude Mécanique de l'Usure – Modélisation par Eléments Discrets des débits de troisième corps solide*. Encadrement : Yves Berthier et Ivan Iordanoff, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS). Débutée le 1^{er} octobre 2001 et soutenue à l'INSA de Lyon le 18 octobre 2004, devant le jury composé de Y. Berthier, F. Chevoir, I. Iordanoff, D. Paulmier, F. Radjaï et A. Soom. N° d'ordre 04ISAL0062. Disponible online : <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2004ISAL0062/these.pdf>

2.4.2 Liste des publications

a) **Revue internationale à comité de lecture**

Les articles notés ^(T) sont directement issus de ma thèse de doctorat.

- [1] ^(T) N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *A Granular Dynamic Model for the Degradation of Material*, **Journal of Tribology**, vol. 126, n°3, 2004, pp. 606-614.
- [2] ^(T) N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Simulation of Wear through Mass Balance in a Dry Contact*, **Journal of Tribology**, vol. 127, n°1, 2005, pp. 230-237.
- [3] ^(T) I. Iordanoff, N. Fillot, Y. Berthier : *Numerical study of a thin layer of cohesive particles under plane shearing*. **Powder Technology**, vol. 159, 2005, pp. 46-54
- [4] ^(T) N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Modelling third body flows with a Discrete Element Method – a tool for understanding wear with adhesive particles*. **Tribology International**, vol.40, n°6, 2007, pp. 973-981.
- [5] ^(T) N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Wear modelling and the Third Body concept*. **Wear**, vol.262, n°7-8, 2007, pp. 949-957.
- [6] D. Richard, I. Iordanoff, Y. Berthier, M. Renouf, N. Fillot : *Friction coefficient as a macroscopic view of local dissipation*. **Journal of Tribology**, vol. 129, n° 4, 2007, pp. 829-836.
- [7] M. Renouf, N. Fillot : *Coupling Electrical and Mechanical Effect in Discrete Element Simulations*. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, vol. 74, n° 2, 2008, pp. 238-254.

- [8] S. Descartes, M. Renouf, N. Fillot, B. Gauthier, A. Descamps, Y. Berthier, P. Demanche : *A New Mechanical-Electrical Approach to the Wheel-Rail Contact*. **Wear**, vol. 265, 2008, pp. 1408-1416.
- [9] H. Dormois, N. Fillot, P. Vergne, G. Dalmaz, M. Querry, E. Ioannides, G. E. Morales-Espejel : *Tribogyr: a new test rig to study traction in high spinning EHD large-size contact*. **Tribology Transaction**, vol. 52, 2009, pp. 171-179.
- [10] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Hybrid Diffusion : An Efficient Method for Kinetic Temperature Calculation in Molecular Dynamics Simulations of Confined Lubricant Films*. **Tribology Letters**, vol. 37, n° 1, 2010, pp. 1-13.
- [11] H. Dormois, N. Fillot, W. Habchi, G. Dalmaz, P. Vergne, G. E. Morales-Espejel, E. Ioannides : *A Numerical Study of Friction in EHD Rolling Sphere-Plane Contacts with Spinning*. **Journal of Tribology**, vol. 132, 2010, 021501-1-10.
- [12] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Molecular Dynamics simulation of surface energy and ZDDP effects on friction in nano-scale lubricated contacts*. **Tribology International**, vol. 43, n°10, 2010, p. 1811-1822.
- [13] M. Renouf, F. Massi, N. Fillot, A. Saulot : *Numerical Tribology of Dry Contacts*. **Tribology International** , vol. 44, 2011, pp. 834-844. Article le plus téléchargé de cette revue sur la période avril/juin 2011, selon Science Direct.
- [14] V. Bruyere, N. Fillot, G.E. Morales-Espejel, P. Vergne : *Computational Fluid Dynamics and Full Elasticity Model for Sliding Line Thermal Elastohydrodynamic Contacts*. **Tribology International**, vol. 46, 2012, pp. 3-13.
- [15] N. Fillot, H. Berro, P. Vergne : *From continuous to molecular-scale in modelling elastohydrodynamic lubrication : nanoscale surface slip effects on film thickness and friction*. **Tribology Letters**, vol. 43, n°3, 2011, pp. 257-266.
- [16] T. Doki-Thonon, N. Fillot, P. Vergne, G.E. Morales Espejel : *Numerical Insight Into Heat Transfer and Power Losses in Spinning EHL non-Newtonian Point Contacts*. **Journal of Engineering Tribology**, vol. 226, 2012, pp. 23-35.
- [17] W. Habchi, P. Vergne, N. Fillot, S. Bair, G. E. Morales-Espejel : *A Numerical Investigation of Local Effects on the Global Behavior of TEHD Highly Loaded Circular Contacts*. **Tribology International**, vol. 44, 2011, pp. 1987-1996.
- [18] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne, T. Tokumasu, T. Ohara, G. Kikugawa : *Energy dissipation in non-isothermal Molecular Dynamics simulations of confined liquids under shear*. **The Journal of Chemical Physics**, vol. 135, n°13, 2011, pp. 134708-1-10.
- [19] D. Savio, N. Fillot, P. Vergne, M. Zaccheddu : *A model for wall slip prediction of confined n-alkanes: effect of wall-fluid interaction versus fluid resistance*. Accepté pour publication dans **Tribology Letters** (janvier 2012).

b) Ouvrages internationaux à comité de lecture

- [20] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Kinetics of Particles detachment : contribution of a granular model. Transient Processes in Tribology*, G. Dalmaz et al. (eds.), Elsevier *Tribology Series*, vol. 43, 2004, pp. 63-73.

c) Articles soumis

- [21] T. Tokumasu, M.-H. Meurisse, N. Fillot, P. Vergne : *Characteristics of Friction in Nanoscale Liquid Bridge*. Soumis dans *Tribology International*.
- [22] V. Bruyère, N. Fillot, G. E. Moralès-Espejel, P. Vergne : *A two-phase flow approach for the outlet of hydrodynamic line contacts*. Soumis dans *Journal of Tribology*.

2.4.3 Liste des congrès

a) Congrès internationaux (hors keynote lectures et conférences invités, voir section 2.3)

- [C1] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Stable Contact and the degradation of materials : A model for the third body source flow, 6th International Tribology Conference Austrib'2002*, 2-5 décembre 2002, Perth, Australie.
- [C2] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Kinetics of Particles detachment : contribution of a granular model, 30th Leeds-Lyon Symposium in Tribology*, 2-5 septembre 2003, Lyon, France.
- [C3] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *A Granular Dynamic Model for the Degradation of Material. STLE/ASME International Joint Tribology Conference 2003*, 27-30 octobre 2003, Ponte Vedra Beach, Florida, USA.
- [C4] I. Iordanoff, N. Fillot, Y. Berthier : *Discrete Element Method, a tool to understand wear, 32^e International Summer School – Conference Advanced Problems in Mechanics 2004*, 24 Juin-1^{er} Juillet 2004, St Petersburg, Russie.
- [C5] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Simulation of Wear through Mass Balance in a Dry Contact. ASME/STLE International Joint Tribology Conference 2004*, 24-27 octobre 2004, Long Beach, California, USA.
- [C6] N. Fillot, I. Iordanoff : *Modelling third body flows with a Discrete Element Method, German-Russian Workshop Numerical simulation methods in tribology: possibilities and limitations*, Technical University Berlin, 14-17 mars 2005, Berlin, Allemagne.
- [C7] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Widening classical wear laws to the concept of third body, World Tribology Congress III*, 12-16 septembre 2005, Washington DC, USA.
- [C8] S. Descartes, M. Renouf, N. Fillot, B. Gauthier, A. Descamps, Y. Berthier, P. Demanche : *A New Mechanical-Electrical Approach of the Wheel-Rail Contact. 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, 24-26 septembre 2006, Brisbane, Australie.

- [C9] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Investigation fields of DEM wear simulations, STLE/ASME International Joint Tribology Conference 2006*, 23-25 octobre 2006, San Antonio, Texas, USA.
- [C10] N. Fillot, D. Richard, M. Renouf, I. Iordanoff, Y. Berthier : *A multi scale questioning about friction trough DEM simulations. Discrete Element Methods 2007*, 27-29 août 2007, Brisbane, Australie.
- [C11] H. Dormois, N. Fillot, G. Dalmaz, M. Querry, G. Morales, P. Vergne : *Tribogyr: a new test rig for high spinning EHL large size contact. ASME/STLE Int. Joint Tribology Conference 2007*, 22-24 octobre 2007, San Diego, Californie, USA.
- [C12] D. Richard, I. Iordanoff, M. Renouf, Y. Berthier, N. Fillot : *Friction coefficient as a microscopic view of local dissipation. ASME/STLE Int. Joint Tribology Conference 2007*, 22-24 octobre 2007, San Diego, Californie, USA.
- [C13] N. Fillot, M. Renouf, P. Vergne : *Continuum / non continuum modeling and in situ investigations in Tribology. 4th Lyon – Tohoku Engineering & Science Forum*, 13-14 décembre 2007, Sendai, Japon.
- [C14] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Towards an appropriate modelling of energy balance in molecular dynamics simulations of confined lubrication films. ASME/STLE International Joint Tribology Conference 2008*, 20-22 octobre 2008, Miami, Floride, USA.
- [C15] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne, A. Naveira-Suarez, M. Zaccheddu, R. Pasaribu : *Nanoscale simulation of additive effects on friction in a lubricated contact. 36th Leeds-Lyon Symposium in Tribology*, 1-3 septembre 2009, Lyon, France.
- [C16] W. Habchi, S. Bair, O. Andersson, N. Fillot, G. E. Moralès-Espejel, P. Vergne : *A need for relevant multi-physics modelling of EHD problems: application to realistic film thickness and friction predictions. 36th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1-3 septembre 2009, Lyon, France.
- [C17] T. Tokumasu, M.-H. Meurisse, N. Fillot, P. Vergne : *Lubrication phenomena of nanoscale liquid bridges by molecular dynamics method. World Tribology Congress IV*, 6-11 septembre 2009, Kyoto, Japon.
- [C18] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne, T. Tokumasu, T. Ohara, G. Kikugawa : *The effect of different thermostating techniques on friction and dissipation in molecular dynamics simulation of confined lubricant films. World Tribology Congress IV*, 6-11 septembre 2009, Kyoto, Japon.
- [C19] N. Fillot, T. Doki-Thonon, W. Habchi : *The full-system approach for elastohydrodynamic lubrication. Comsol Conference*, 14-16 octobre 2009, Milan, Italy.
- [C20] T. Tokumasu, M.-H. Meurisse, N. Fillot, P. Vergne : *Molecular Dynamics Study about Lubrication Phenomena in Liquid Bridges. 6th International Conference on Flow Dynamics*, 4-6 novembre 2009, Sendai, Japon.

- [C21] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Surface corrugation: a relevant concept to assess lubricated friction at the nanometer scale. Theoretical modeling & Experimental simulation in Tribology*, 22-26 mars 2010, Cargèse, France.
- [C22] V. Bruyère, N. Fillot, G.E. Morales-Espejel, P. Vergne : *A full fluid-structure interaction approach of the TEHL problem. 37th Leeds-Lyon Symposium in Tribology*, 7-10 septembre 2010, Leeds, Royaume-Uni.
- [C23] N. Fillot, H. Berro, P. Vergne : *Surface Corrugation : a Relevant Concept to Asses Lubricated Friction at the Nanometer Scale. ASME/STLE International Joint Tribology Conference 2010* 18-20 octobre 2010, San Francisco, Californie, USA.
- [C24] P. Vergne, H. Dormois, T. Doki-Thonon, N. Fillot, W. Habchi, G.E. Morales-Espejel : *A Numerical Study of Friction in Isothermal EHD Rolling Sliding Sphere-Plane Contacts with Spinning. ASME/STLE International Joint Tribology Conference 2010*, 18-20 octobre 2010, San Francisco, Californie, USA.
- [C25] H. Berro, T. Tokumasu, T. Ohara, G. Kikugawa, N. Fillot, P. Vergne : *Assessment of different thermostating techniques in the simulation of molecular lubrication. 7th International Conference on Flow Dynamics*, 1-3 novembre 2010, Sendai, Japon.
- [C26] H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Heat dissipation in MD simulation of nano-scale lubrication. 4th International Tribology Congress ASIATRIB 2010*, 5-9 décembre 2010, Perth, Australie.
- [C27] W. Habchi, N. Fillot, P. Vergne, G. E. Morales-Espejel : *A Local Investigation of the Thermophysical Behaviour of TEHL Contacts. 4th International Tribology Congress ASIATRIB 2010*, 5-9 décembre 2010, Perth, Australie.
- [C28] D. Savio, N. Fillot, P. Vergne : *A wall slip model at the nanometer scale: fluid resistance to shearing versus surface corrugation. 38th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 6-9 septembre 2011, Villeurbanne, France.
- [C29] T. Tokumasu, M.-H. Meurisse, N. Fillot, P. Vergne : *Characteristics of Friction in Nanoscale Liquid Bridges. 38th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 6-9 septembre 2011, Villeurbanne, France.
- [C30] T. Doki-Thonon, N. Fillot, P. Vergne, G.E. Moralès-Espejel : *Spinning EHL Point Contacts : a Thermal Analysis. International Tribology Conference Hiroshima 2011*, 30 octobre-3 novembre 2011, Hiroshima, Japon.
- [C31] V. Bruyère, N. Fillot, G. E. Moralès-Espejel, P. Vergne : *A two-phase flow approach for the outlet of weakly-loaded hydrodynamic line contacts. International Tribology Conference Hiroshima 2011*, 30 octobre-3 novembre 2011, Hiroshima, Japon.
- b) Congrès Nationaux**
- [C32] N. Fillot : *Simulation of particles detachments, Joint MiDi-DIGA Meeting on Physics and Mechanics of granular media*, 5-7 mai 2003, Carry le Rouet, France.

- [C33] N. Fillot, A.-J. Biolan, I. Iordanoff, Y. Berthier : *Le Rôle des Particules Adhésives dans l'Usure d'un Contact Sec. Journées Francophones de Tribologie 2004 : Tribologie et Conception Mécanique*, 13-14 mai 2004, Saint-Ouen, France.
- [C34] Y. Berthier, A. Saulot, S. Descartes , E. Niccolini, C. Dagorn, L. Baillet, N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Kerouani, C. Colette, L. Irimescu, C. Vayssière : *Tribologie numérique et expertises tribologiques au service d'un contact modèle : le contact roue-rail, Journées Francophones de Tribologie 2005*, 11-13 mai 2005, Tarbes, France.
- [C35] N. Fillot, H. Berro : *Une approche multi-échelles de la lubrification. 9^{ème} colloque national en calcul des structures*, 25-29 mai 2009, Giens, France.
- [C36] V. Bruyère, N. Fillot, G. Morales-Espejel, P. Vergne : *Modélisation fluide-structure d'un contact Elasto-HydroDynamique. 10^{ème} colloque national en calcul des structures*, 9-13 mai 2011, Giens, France.
- [C37] N. Fillot : *Modélisation de la lubrification : de l'échelle continue à l'échelle moléculaire. 10^{ème} colloque national en calcul des structures*, 9-13 mai 2011, Giens, France.
- [C38] D. Savio, H. Berro, N. Fillot, P. Vergne : *Lubrification à l'échelle nanométrique : influence de la structure des surfaces et du lubrifiant. Journées Internationales Francophones de Tribologie 2011 : Aspects Nanométriques et Micrométriques dans la Tribologie*, 11-13 mai 2011, Obernai, France.

3. Activités d'enseignement

Ce chapitre recense l'essentiel de mes activités d'enseignement. Pour simplifier, on utilisera les notations classiques : TD pour Travaux Dirigés, TP pour Travaux Pratiques.

3.1 Période 2001-2005

Motivé pour l'enseignement après l'obtention de mon diplôme d'Ingénieur INSA en 2001, j'ai cherché une situation me permettant d'exercer ce métier à travers successivement deux contrats sur la période 2001-2005 :

- Un contrat de Monitorat à l'INSA de Lyon pendant ma thèse (2001-2004),
- Un contrat d'ATER (Attaché Temporaire d'Enseignement et de Recherche) à l'Université Claude Bernard Lyon 1 pendant mon année de Post-doc (2004-2005).

3.1.1 Monitorat

L'enseignement imposé par le monitorat (64 heures équivalent TD par an) a été effectué au Département du Premier Cycle de l'INSA de Lyon. Il a été réparti sur trois Unités d'Enseignement :

- **Conception Mécanique** (1^{ère} année INSA). 24 étudiants par an pendant les trois ans de thèse : au total 164 heures TD. Contenu : dessin technique, DAO-CAO (Solid Concept), analyse technique et schématisation, fonctions technologiques élémentaires, cotation fonctionnelle, choix des matériaux de construction.
- **Construction** (2^{ème} année INSA, filière Eurinsa). 18 heures TD en 2001-2002. Contenu : DAO, analyse technique et schématisation, hyperstatisme, initiation à la production automatisée et aux circuits hydrauliques.
- **Fabrication** (2^{ème} année INSA), partie **Production Automatisée**. 20 heures TP en 2004. Contenu : gestion d'un parc de machines, utilisation du grafcet (logiciel Cadepa).

Par ailleurs, l'intégration au CIES de Lyon (Centre d'Initiation à l'Enseignement Supérieur) m'a permis de bénéficier de quelques formations (10 jours de formations au total) au métier d'enseignant-chercheur :

- « Illustration de cours et congrès »
- « Aspects émotionnels de la vie d'un enseignant chercheur »
- « Maîtriser son trac et son stress face à un auditoire »
- « Communication pédagogique et mémorisation »

3.1.2 Attaché Temporaire d'Enseignement et de Recherche (ATER)

Pendant l'année 2004-2005, j'ai enseigné à l'Université Claude Bernard Lyon 1 (et son Ecole d'Ingénieur l'ISTIL – Institut des Sciences et Techniques de l'Ingénieur de Lyon), dans le

cadre d'un poste d'ATER. Le service comprenait 96 heures équivalent TD et était réparti de la manière suivante :

- **Mécanique des Structures** (ISTIL, Ecole d'Ingénieur 2^e année – Bac+4). 18 heures TD. Contenu : analyse vibratoire de structures à N degrés de liberté.
- **Vibrations** (Maîtrise 1^{ère} année) 18 heures TP. Contenu : vibrations de flexion d'une poutre.
- **CAO** (Licence Ingénierie Mécanique, 2^{ème} année). 36 heures TP. Contenu : Prise en main de Pro/Engineer (modélisation de pièces et d'assemblages) et projet de conception d'inspiration industrielle.
- **Programmation C/C++** (Licence Physique et Mécanique, 2^{ème} année). 15 heures TD + 30 heures TP. Contenu : programmation orientée objet, gestion dynamique de mémoire, structures et classes, polymorphisme, patrons.

A partir de ma culture d'ingénieur, j'ai pu effectuer, pendant cette année d'ATER, la refonte d'une partie des TD de mécanique des structures et la création d'un nouveau TP de CAO.

3.2 Depuis 2005

Maître de Conférence à l'INSA de Lyon depuis septembre 2005, j'ai effectué l'essentiel de mon enseignement dans le cadre du département Génie Mécanique Développement (GMD), de la 3^{ème} à la 5^{ème} année des études d'ingénieur.

Titulaire de la Prime d'Encadrement Doctorale et de Recherche depuis 2008, mon enseignement est limité à 242 heures équivalents TD par an de face à face avec les étudiants.

3.2.1 3^{ème} année GMD

- **Soutien en Mathématique**, 20 heures TD par an jusqu'en 2010. Contenu : révision ou appréhension de compétences en mathématiques pour l'ingénieur (algèbre linéaire et bilinéaire, résolution d'équations différentielles, intégrales impropres, séries de fonctions, etc.). Ce soutien est destiné aux étudiants en provenance d'IUT ou d'universités.
- **Mathematical Tools for French Engineering**, 8 à 10 heures TD par an depuis 2008. C'est un soutien en mathématiques destiné spécifiquement aux étudiants étrangers, dispensé avant la rentrée de septembre pour faciliter l'intégration. Fortement inspiré du soutien ci-dessus, puis adapté.
- **Mathématiques**, 20 heures TD par an. Contenu : distances, normes, produits scalaires et projections dans des espaces de dimensions finies ou infinies, séries de Fourier, transformation de Laplace.
- **Analyse Numérique des Eléments Finis**, 24 heures de TP par an, depuis 2007. Mise en place d'une plate-forme de TP Eléments Finis autour du logiciel Comsol Multiphysics (création des sujets, gestion des licences, lien avec l'entreprise). Contenu : mise en œuvre d'une discrétisation Eléments Finis (forme faible, intégration, construction d'un système

matriciel), puis utilisation sur des problèmes différents (mécanique, thermique, électrostatique), notions de couplages multiphysiques.

- **Projets d'Ingénierie**, 12 heures de TP par an. Encadrement d'un binôme d'étudiant sur un problème d'ingénierie suffisamment simple pour être traité en autonomie. Proposition de sujets autour de la méthode Eléments Discrets (modélisation du jeu de billard).

3.2.2 4^{ème} année GMD

- **Analyse Numérique Matricielle et Schémas Numériques**, 40 heures de cours, TD et TP par an. Contenu : résolution de grands systèmes linéaires et non-linéaires, schémas numériques pour les équations et systèmes différentiels à valeurs initiales, méthode des Différences Finies pour les équations elliptiques et paraboliques.
- **Tribologie : Frottement et Lubrification**, 50 heures TD et TP par an. Contenu : généralités sur le frottement, la lubrification hydrodynamique (butées, paliers) et élastohydrodynamique (roulements, dentures d'engrenage). Calcul de champs de pression, d'épaisseur de film et de frottement.
- **Projets Collectifs**, de 2005 à 2007, 30 heures TP par an. Encadrement d'un groupe de dix étudiants environ sur des sujets techniques proposés par des industriels et incluant pour une part l'apprentissage du management de projet.
- **Projets d'expertise**, jusqu'en 2010, 24 heures de TP par an. Encadrement d'un binôme d'étudiant sur un sujet technique, en lien étroit avec les activités du laboratoire (simulation en dynamique moléculaire, expérimentation en EHD, etc.)
- **StudienArbeit**, 14 heures équivalents TD par an. Encadrement d'un étudiant sur un sujet de laboratoire dans le cadre du double diplôme INSA de Lyon – KIT (Karlsruhe Institute of Technology). Voir aussi la section 2.1.2.

3.2.3 5^{ème} année GMD

- **Simulti**, 6 heures de cours par an jusqu'en 2008. Animation, avec Aurélien Saulot, d'un cours portant sur les méthodes numériques en tribologie (Eléments Finis, Eléments Discrets).
- **Eléments Finis et Applications : Contact et Multiphysique**, 12 heures de cours et TP par an depuis 2009. Contenu : mise en œuvre de la méthode des Eléments Finis, pièges et difficultés inhérents à cette méthode, méthodes de pénalisation et des multiplicateurs de Lagrange pour le contact, couplages faibles et forts entre physiques différentes, interaction fluide/structure.
- **R&D en Tribologie / Tribologie pour l'ingénieur**, 4 à 5 heures de cours par an. Cours GMD et Master Recherche MEGA, spécialité Génie Mécanique. Contenu : concepts de base en lubrification solide (triplet tribologique, circuit tribologique), études de cas, mise en œuvre des méthodes Eléments Discrets et Dynamique Moléculaire pour la tribologie.

- ***Projets de Fin d'Etude / Stage de Master Recherche***, 24 à 48 heures TP par an. Encadrement d'un binôme d'étudiant (jusqu'en 2007), puis d'un étudiant seul sur un problème scientifique et technique pointu d'ingénierie mécanique, en lien avec le monde industriel. Certains projets, très orientés recherche, étaient effectués dans le cadre d'un double cursus Master Recherche, voir la section 2.1.2.

3.2.4 Hors département GMD

- ***Introduction to Differential Equations***, 18 heures de cours par an depuis 2010. Cours à destination d'étudiants en provenance de IIT (Illinois Institute of Technology, Chicago, USA) qui suivent par ailleurs quatre autres cours répartis sur l'INSA pendant un semestre d'échange adapté. Contenu : résolution d'équations et de systèmes d'équations différentielles, calcul matriciel, transformation de Laplace.
- ***Projets Personnels en Humanité***, 2 à 4 heures équivalents TD par an. Encadrement d'étudiants sur des projets d'ouverture, non scientifiques.

4. Responsabilités collectives

Les diverses responsabilités assumées sont mentionnées ici selon trois catégories : responsabilités liées à la recherche, responsabilités liées à l'enseignement et responsabilités transverses.

4.1 Responsabilités liées à la recherche

4.1.1 Informatique et calcul numérique au laboratoire

Je suis, depuis 2006, membre de la *Commission Informatique* du LaMCoS (représentant l'équipe TMI). A ce titre, je participe activement aux réflexions et propositions sur les choix stratégiques à prendre en terme de développement des ressources informatiques au laboratoire. La mise en place et le pilotage des évolutions du nouveau cluster de calcul (voir aussi [P02]) s'effectue dans ce cadre.

Courant 2011, j'ai pris en charge dans le cadre de l'équipe TMI l'activité d'Arnaud Duval, qui apporte une aide précieuse aux développeurs de modèles numériques, dans le cadre de *l'axe transverse Calcul Numérique* du laboratoire. La pérennisation de ce poste se concrétise en décembre 2011 par la nomination d'Arnaud sur un poste d'*Ingénieur de Recherche CNRS*.

4.1.2 Leeds-Lyon Symposium on Tribology

Depuis mon arrive au laboratoire, je participe activement à l'organisation des différentes éditions du Leeds-Lyon Symposium on Tribology (200 participants en moyenne, plus de trente pays représentés, tous les deux ans à Lyon).

Mes responsabilités organisationnelles sont axées sur :

- les rencontres avec la délégation de Leeds à la veille du congrès,
- les transports des congressistes (bus, bateau) vers les lieux de réceptions.

Pour l'édition 2011, mes responsabilités scientifiques portaient sur :

- la *proposition d'un track* « *Non-continuous modelling in Tribology* » (appel à contribution et sélection),
- la co-responsabilité du *comité d'attribution du prix Maurice Godet* (1000 euros remis à la contribution d'un jeune chercheur).

4.1.3 Animations et expertises scientifiques diverses

- Membre du jury de la thèse de doctorat de Rafic Merhej, soutenue le 30 mai 2008 au Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, Ecole Centrale de Lyon : *Impact de la taille du contact sur le comportement tribologique du contact 100Cr6/100Cr soumis à des sollicitations de fretting*, direction : Siegfried Fouvry.

- Animation d'une session (Chairman) lors du World Tribology Congress, en septembre 2009 à Kyoto, Japon.
- Expertises régulières (review) d'articles scientifiques dans les revues Journal of Engineering Tribology, Wear, Tribology Transactions.

4.2 Responsabilités liées à l'enseignement

4.2.1 Sélection et accompagnement des étudiants

Je participe régulièrement et depuis plusieurs années à la *sélection des dossiers* des candidats en provenance d'IUT, classes préparatoires ou universités pour les études au département GMD.

Parallèlement, je participe régulièrement aux *entretiens d'admission* pour les étudiants désirant intégrer l'un des cinq INSA en première ou en troisième année.

Cette activité va de pair avec mon implication forte dans les *soutiens* en mathématiques (voir 3.2.1). Depuis 2005, j'ai entièrement et progressivement réorganisé ces soutiens, qui se découpent maintenant en deux parties bien distinctes (les attentes étant différentes):

- pour les étudiants français venant d'IUT,
- et pour les étudiants en provenance de l'étranger (en échange ou en double diplôme).

Dans le cadre de l'*accueil d'étudiants américains* (et pour faciliter l'envoi des étudiants INSA dans les universités étrangères), un cursus particulier a été mis en place, auquel j'ai participé activement (voir 3.2.4).

4.2.2 Mise en place de nouveaux enseignements

J'ai également investi une certaine énergie dans la création de nouveaux enseignements :

- création puis responsabilité de nouveaux TP d'Eléments Finis (voir aussi 3.2.1),
- création, avec Yves Renard, du nouveau cours *Modélisation Eléments Finis et application aux contacts et aux problèmes multiphysiques* en 5^e année GMD (3.2.3),
- création de nouveaux TP pour le cours *Tribologie : Frottement et Lubrification*,
- prise en charge et refonte d'une partie du cours d'*Analyse Numérique Matricielle et Schémas Numériques*, écriture d'une partie du support de cours et responsabilités des mini-projets associés à ce cours.

4.2.3 Responsabilité de plate-forme pédagogique

Depuis 2007, je suis *Responsable des Projets de Fin d'Etudes* au département GMD. J'ai mené à bien une réforme visant à mieux mettre les étudiants et les enseignants devant leurs responsabilités :

- en passant du binôme d'étudiants au monôme,
- en mettant en place une application web transparente pour solliciter les projets auprès des enseignants, affecter les sujets aux étudiants, évaluer et communiquer les évaluations aux étudiants,
- en imposant un rapport d'avancement à mi-parcours,
- en faisant noter le rapport final par un enseignant autre que le tuteur du projet,

4. Responsabilités collectives

- en composant de véritables jurys de soutenances, évaluant autant la forme que le fond du travail.

Dans la continuité de cette action, j'ai été nommé en 2009 **Responsable de la plate-forme pédagogique** « Projets », qui regroupe et coordonne les projets d'ingénierie, collectifs, d'expertise (jusqu'en 2010) et de fin d'études, répartis sur les trois années du cursus GMD.

4.2.4 Conseil des Etudes du département GMD

Depuis 2009, je participe (en qualité de responsable de plate-forme) au **Conseil des Etudes** du département GMD.

Les **réunions bimensuelles** (en moyenne) de ce conseil en font le principal lieu d'échange et de construction pédagogique au département, mais aussi de débat sur les questions financières et de politique interne.

4.3 Responsabilités transverses

4.3.1 A l'INSA de Lyon

En 2009, j'ai été **élu** membre interne du **vivier d'expert** de l'INSA de Lyon pour la 60^e section. C'est dans ce vivier que sont puisés tous les ans les experts constituant les divers **Comités de Sélection** (ex Commissions de Spécialistes) pour le recrutement des enseignants-chercheurs dans l'établissement.

J'ai à ce jour participé à trois Comités de Sélection en qualité de **membre interne** pour l'INSA de Lyon (rapport sur les dossiers reçus, audition des candidats, débat).

4.3.2 Hors INSA

D'autre part, je suis régulièrement sollicité par l'ENSAM-Paris Tech (Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers) pour prendre part à des **Comités de Sélection**, cette fois en qualité de **membre externe** à l'établissement.

Depuis 2009, j'ai participé à quatre comités de sélection dans ce cadre.