

---

Modélisation des conditions d'apparition du  
micro-hydrodynamisme via la méthode des éléments finis  
dans la perspective d'intégrer ce phénomène dans un modèle  
numérique de laminage à froid.

---

Yves CARRETTA  
Ingénieur civil mécanicien

Thèse présentée en vue de l'obtention  
du grade légal de Docteur en Sciences de l'Ingénieur

Mars 2014



# Avant-propos

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la concrétisation de ce travail de thèse de doctorat.

Je remercie le Professeur Jean-Philippe Ponthot de m'avoir proposé d'effectuer ce travail dans son service ainsi que tous les membres du jury qui ont accepté de lire et de juger mon travail.

Merci à mes collègues du service LTAS-MN<sup>2</sup>L dans lequel ce travail s'est déroulé. Parmi ceux-ci, je remercie mon collègue de bureau Luc Papeleux pour ses avis éclairés et pour avoir pris le temps de répondre à mes questions parfois bien après les heures. Je tiens également à remercier Romain Boman pour les discussions au sujet de Metafor et ses conseils avisés. Merci enfin, à Geoffrey Delière pour ses conseils sur la modélisation du fluide et à Philippe Bussetta pour son aide au sujet de la méthode de transfert de données.

Ce travail de thèse a été effectué en partenariat étroit avec le centre de recherches d'ArcelorMittal à Maizières-Lès-Metz (France). Je tiens à remercier Nicolas Legrand et Maxime Laugier, pour leur aide et les données expérimentales qu'ils m'ont fournies.

Je tiens également à remercier le Fonds pour la Formation à la Recherche dans l'Industrie et dans l'Agriculture de m'avoir accordé une bourse de 4 ans. Je suis également reconnaissant pour les financements accordés m'ayant permis de participer à différentes conférences. Merci aussi l'Université de Liège qui m'a donné la possibilité de participer à plusieurs congrès et qui a financé mon séjour de recherches à l'Université de Sheffield.

I would like to thank Professor Rob Dwyer-Joyce, from the University of Sheffield, for welcoming me to his laboratory for 6 months. I say thank you to the people I met in Sheffield, in the Leonardo Centre for Tribology but also in the Postgraduate Society PROGRESS, for their good spirit.

Enfin, je remercie ma famille et mes amis pour leur soutien et leurs encouragements.



# Table des matières

<b>Avant-propos</b>	<b>i</b>
<b>Table des matières</b>	<b>iii</b>
<b>Notations</b>	<b>vii</b>
<b>1 Introduction</b>	<b>1</b>
1.1 Contexte . . . . .	1
1.2 Structure du manuscrit . . . . .	6
1.3 Originalités de la thèse . . . . .	8
<b>2 Etude bibliographique micro-hydrodynamisme</b>	<b>9</b>
2.1 Introduction . . . . .	9
2.2 Observations expérimentales . . . . .	14
2.2.1 Mise en évidence du phénomène . . . . .	14
2.2.2 Micro-hydrodynamisme autour de poches macroscopiques . . . . .	16
2.2.2.1 Observation directe des micro-écoulements de lubrifiant . . . . .	16
2.2.2.2 Paramètres influençant le micro-hydrodynamisme . . . . .	17
2.2.2.3 Influence du volume et de la pente des indentations . . . . .	22
2.2.2.4 Influence du rayon de courbure du congé de raccordement . . . . .	26
2.2.3 Micro-hydrodynamisme à l'échelle des aspérités de la tôle . . . . .	28
2.2.4 Similarités entre le procédé d'étirage plan et le laminage à froid . . . . .	31
2.3 Modèles numériques . . . . .	33
2.4 Modélisation par éléments finis . . . . .	35
2.4.1 Modélisation éléments finis de Shimizu et al. [88] . . . . .	35
2.4.2 Modélisation éléments finis de Dubois [29, 49] . . . . .	38
2.5 Conclusions . . . . .	42
<b>3 Modélisation numérique du procédé de laminage à froid en régime mixte</b>	<b>43</b>
3.1 Introduction . . . . .	43
3.2 Intérêt de la modélisation numérique . . . . .	49
3.3 Modélisation numérique du laminage à froid en lubrification mixte . . . . .	51
3.3.1 Équations d'équilibre de la bande . . . . .	51
3.3.2 Déformations du cylindre . . . . .	53
3.3.3 Écrasement des aspérités à l'interface . . . . .	56
3.3.4 Écoulement du lubrifiant . . . . .	63
3.3.5 Intégration numérique des équations de l'emprise . . . . .	65

---

3.3.6	Méthode de résolution . . . . .	66
3.3.7	Modélisation de la sous-alimentation . . . . .	70
3.4	Modélisation de conditions de laminage rencontrées en lubrification flexible . . . . .	71
3.4.1	Hypothèses du modèle . . . . .	72
3.4.2	Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 7% . . . . .	76
3.4.3	Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 14% . . . . .	80
3.4.4	Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 4% . . . . .	81
3.4.5	Diminution de la concentration par paliers à vitesse constante . . . . .	82
3.4.6	Conclusion . . . . .	83
3.5	Épaisseur de film d'huile dans l'emprise . . . . .	84
3.5.1	Méthode expérimentale . . . . .	84
3.5.2	Modélisation du cas de laminage à l'aide de MetaLub . . . . .	86
3.5.3	Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux . . . . .	88
3.6	Sensibilité du frottement à la réduction . . . . .	91
3.7	Conclusions . . . . .	94
<b>4</b>	<b>Simulations d'écrasement d'aspérités dans Metafor</b> . . . . .	<b>95</b>
4.1	Introduction . . . . .	95
4.2	Étude bibliographique . . . . .	96
4.2.1	Premiers modèles mathématiques d'écrasement d'aspérités . . . . .	96
4.2.2	Prise en compte des interactions entre aspérités voisines . . . . .	96
4.2.3	Profils d'aspérités composés de plusieurs longueurs d'onde . . . . .	100
4.2.4	Modélisation éléments finis d'écrasement d'aspérités . . . . .	101
4.2.5	Conclusions . . . . .	108
4.3	Modélisation des expériences de Sutcliffe . . . . .	108
4.3.1	Hypothèses du modèle . . . . .	109
4.3.2	Analyse des résultats . . . . .	112
4.4	Écrasement d'un profil réel . . . . .	113
4.4.1	Hypothèses du modèle . . . . .	113
4.4.2	Analyse des résultats . . . . .	115
4.4.3	Contact entre deux profils rugueux déformables . . . . .	119
4.5	Calcul de la raideur des aspérités . . . . .	121
4.6	Conclusions . . . . .	125
<b>5</b>	<b>Couplage de MetaLub avec d'autres logiciels</b> . . . . .	<b>127</b>
5.1	Introduction . . . . .	127
5.2	Couplage MetaLub-ThermRoll . . . . .	128
5.2.1	Description du modèle numérique ThermRoll . . . . .	128
5.2.1.1	Méthode de résolution . . . . .	131
5.2.2	Méthode de couplage . . . . .	131
5.2.3	Modélisation du comportement de la cage 5 de Dofasco . . . . .	132
5.3	Couplage MetaLub-Metafor . . . . .	139
5.3.1	Modifications apportées aux systèmes d'équations en régime sec . . . . .	139
5.3.1.1	Zone d'entrée <i>hydrodynamique</i> . . . . .	140
5.3.1.2	Zone d'entrée mixte . . . . .	141
5.3.1.3	Zone de travail . . . . .	143

---

5.3.1.4	Zone de sortie . . . . .	145
5.3.2	Méthode de couplage . . . . .	147
5.3.3	Validation de la méthode . . . . .	147
5.4	Conclusions . . . . .	154
<b>6</b>	<b>Modélisation du lubrifiant dans Metafor</b>	<b>155</b>
6.1	Introduction . . . . .	155
6.2	Méthode de résolution . . . . .	156
6.2.1	Rappels et notations . . . . .	156
6.2.2	Équations de conservation . . . . .	157
6.2.3	Méthode des éléments finis . . . . .	158
6.2.4	Intégrations des lois constitutives . . . . .	162
6.2.5	Modélisation du fluide . . . . .	169
6.2.6	Type d'éléments finis utilisés . . . . .	170
6.2.7	Formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien . . . . .	171
6.2.8	Méthode d'intégration temporelle . . . . .	173
6.2.9	Positionnement de Metafor par rapport aux codes fluides . . . . .	173
6.3	Validité du champ de vitesse . . . . .	174
6.3.1	Écoulement de Couette entre deux plans lisses . . . . .	174
6.3.2	Écoulement de Couette entre deux cylindres concentriques . . . . .	176
6.3.3	Écoulement dans une cavité carrée . . . . .	178
6.3.3.1	Influence d'une valeur élevée du module compressibilité . . . . .	180
6.3.3.2	Influence du type d'éléments : SRI vs SRIPR . . . . .	181
6.4	Vérification de la validité du champ de pression . . . . .	182
6.4.1	Coin d'huile . . . . .	182
6.4.2	Patin de Rayleigh . . . . .	184
6.5	Interaction fluide-structure . . . . .	187
6.5.1	Description du cas test . . . . .	188
6.5.2	Gestion du maillage . . . . .	188
6.5.3	Analyse des résultats . . . . .	190
6.6	Conclusions . . . . .	194
<b>7</b>	<b>Modélisation du micro-hydrodynamisme lors du procédé d'étirage plan</b>	<b>195</b>
7.1	Introduction . . . . .	195
7.1.1	Approche numérique utilisée . . . . .	197
7.1.2	Structure du chapitre . . . . .	198
7.2	Modèle macroscopique d'étirage plan . . . . .	199
7.2.1	Essais expérimentaux . . . . .	199
7.2.2	Modèle numérique . . . . .	199
7.2.3	Identification des valeurs du coefficient de frottement . . . . .	202
7.2.4	Influence du frottement sur le profil de pression d'interface . . . . .	204
7.3	Modèle d'étirage d'une tôle comprenant une poche de lubrifiant en surface . . . . .	207
7.3.1	Géométrie . . . . .	207
7.3.2	Conditions aux limites . . . . .	208
7.3.3	Gestion du contact . . . . .	209
7.3.4	Maillage . . . . .	211

7.3.5	Matériaux . . . . .	211
7.3.6	Méthodes d'intégration . . . . .	213
7.3.7	Analyse des résultats . . . . .	213
7.3.8	Étude paramétrique . . . . .	222
7.3.8.1	Dépendance du module de compressibilité à la pression . . .	222
7.3.8.2	Effet des déformations plastiques dues à l'indentation . . . .	223
7.3.8.3	Analyse des résultats . . . . .	226
7.3.9	Conclusions partielles . . . . .	229
7.4	Modèle microscopique . . . . .	230
7.4.1	Géométrie . . . . .	230
7.4.2	Conditions aux limites appliquées sur les bords de la tôle . . . . .	231
7.4.3	Maillage . . . . .	233
7.4.4	Gestion du contact . . . . .	235
7.4.5	Adhérence du fluide à la paroi . . . . .	235
7.4.6	Méthodes d'intégration spatiale et temporelle . . . . .	237
7.4.7	Analyse du point de fonctionnement REF . . . . .	237
7.4.8	Influence de l'épaisseur initiale des tuyaux . . . . .	243
7.4.9	Conclusions de l'analyse du cas REF . . . . .	245
7.4.10	Cas C1 : prédiction du début de l'écoulement de type MPHDL . . . . .	247
7.5	Étude paramétrique . . . . .	249
7.5.1	Pente de l'outil inférieur . . . . .	249
7.5.2	Taux de réduction . . . . .	252
7.5.3	Vitesse d'étirage . . . . .	255
7.6	Conclusions . . . . .	258
<b>8</b>	<b>Conclusions générales</b> . . . . .	<b>261</b>
8.1	Rappel du contexte du travail . . . . .	261
8.2	Travail réalisé . . . . .	262
8.3	Perspectives . . . . .	264
<b>A</b>	<b>Machines</b> . . . . .	<b>267</b>
	<b>Bibliographie</b> . . . . .	<b>269</b>



# Notations

## Grandeurs relatives au modèle de laminage à froid MetaLub

$V_R$	:	vitesse périphérique du cylindre de travail
$V_S$	:	vitesse de la bande
$V_{S,2}$	:	vitesse de la bande en sortie d'emprise
$\Delta V$	:	glissement ( $V_S - V_R$ )
$S_F$	:	glissement avant ( <i>forward slip</i> )
$F_{Lam}$	:	force de laminage
$C_{Lam}$	:	couple de laminage
$T_S$	:	température de la bande
$T_R$	:	température du cylindre
$E_S$	:	module de Young de la bande
$E_R$	:	module de Young du cylindre
$\nu_S$	:	coefficient de Poisson de la bande
$\nu_R$	:	coefficient de Poisson du cylindre
$G$	:	module de cisaillement ( $\equiv \frac{E}{2(1+\nu)}$ )
$K$	:	module de compressibilité ( $\equiv \frac{E}{3(1+\nu)}$ )
$\rho$	:	masse volumique
$\sigma_1$	:	tension dans la bande en entrée
$\sigma_2$	:	tension dans la bande en sortie
$e_S(x)$	:	profil d'épaisseur de la bande
$\boldsymbol{\varepsilon}$	:	tenseur des déformations
$\boldsymbol{\sigma}$	:	tenseur des contraintes
$\sigma_{Y,0}$	:	limite d'élasticité initiale
$\sigma_Y$	:	limite d'élasticité courante
$k$	:	limite d'élasticité en cisaillement ( $\equiv \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$ )
$\bar{\varepsilon}^{eq}$	:	déformation plastique équivalente
$\sigma^{VM}$	:	contrainte équivalente de von Mises

### Interface et topologie

$R_a$	: rugosité moyenne
$R_q$	: déviation standard par rapport à la ligne moyenne
$R_p$	: amplitude maximale de la rugosité par rapport à la ligne moyenne
$\bar{l}$	: moitié de la distance moyenne entre 2 aspérités
$\gamma_S$	: nombre de Peklenik
$T_L$	: température du lubrifiant
$\eta$	: viscosité du lubrifiant
$\gamma_l$	: coefficient de piézoviscosité
$A$	: aire relative de contact
$h$	: distance entre lignes moyennes non réactualisée
$H$	: rapport adimensionnel $h/R_p$
$h_l$	: épaisseur moyenne de la couche de lubrifiant
$h_{lub,in}$	: épaisseur de lubrifiant à l'entrée de l'emprise dans les cas sous-alimenté
$d_v$	: débit volumique de lubrifiant
$h^{SP}$	: épaisseur critique du seuil de percolation
$\phi_x$	: facteur d'écoulement en pression
$\phi_s$	: facteur d'écoulement en cisaillement
$p$	: pression d'interface
$p_a$	: pression de contact solide-solide
$p_b$	: pression du lubrifiant
$\mu_a$	: coefficient de frottement sur les plateaux
$\tau$	: cisaillement d'interface
$\tau_a$	: cisaillement au sommet des aspérités
$\tau_b$	: cisaillement du film de lubrifiant
$H_a$	: dureté relative des aspérités (sans dimension)
$E_p$	: vitesse de déformation des aspérités (sans dimension)

### Procédé de laminage

$L_e$	: longueur d'emprise
$R(R_0)$	: rayon du cylindre de travail (configuration non déformée)
$e_R(x)$	: ordonnée du profil du cylindre
$w$	: largeur de bande
$e_{S,1}$	: épaisseur de la bande en entrée
$e_{S,2}$	: épaisseur de la bande en sortie
$r$	: réduction de la bande en terme d'épaisseur

### Notations relatives à la modélisation du lubrifiant dans Metafor

$a, A, \alpha$	: caractère italique (romain ou grec) : scalaire
$\mathbf{a}, \mathbf{A}, \boldsymbol{\alpha}$	: caractère italique gras (romain ou grec) : vecteur (à l'exception du tenseur des contraintes $\boldsymbol{\sigma}$ et de son déviateur $\mathbf{s}$ )
$\mathbf{A}$	: majuscule droite grasse : matrice, tenseur d'ordre 2
$\mathcal{A}$	: majuscule calligraphiée : tenseur d'ordre supérieur à 2

# Chapitre 1

## Introduction

### 1.1 Contexte

Le marché de l'acier a connu des évolutions importantes au cours des dernières décennies. A l'heure actuelle, les groupes sidérurgiques développent et proposent à leurs clients des nuances d'acier à très hautes performances. Ces nouveaux produits, à haute valeur ajoutée, permettent de diminuer l'épaisseur des tôles utilisées dans la construction automobile ainsi que dans le marché de l'emballage (canettes, boîtes de conserves,...).

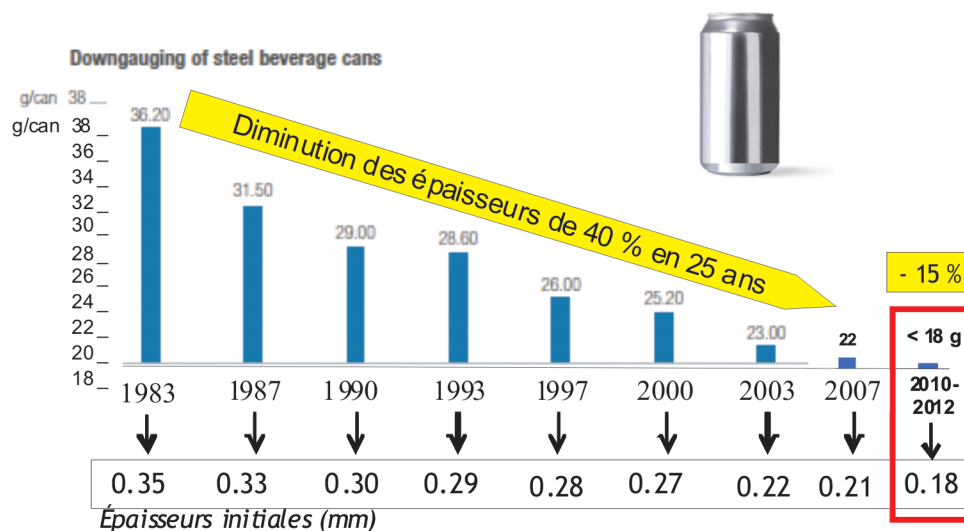


FIGURE 1.1 – Diminution de l'épaisseur des aciers pour emballage au cours des 30 dernières années. Celle-ci permet de maintenir des prix de vente compétitifs par rapport à d'autres matériaux comme l'aluminium, le verre ou le plastique. [109]

La réduction des épaisseurs laminées associée à cette augmentation des caractéristiques mécaniques constitue un levier pour vendre au client moins de métal pour réaliser une même pièce. Ceci représente un gain supplémentaire pour le client et moins de déchets pour l'environnement. C'est pour cette raison que les épaisseurs des aciers pour emballage ont diminué de près de 40% en 25 ans (cfr. figure 1.1).

Ces fines tôles d'acier sont produites dans des laminoirs à froid. Au cours de ce procédé, une tôle de quelques millimètres d'épaisseur est entraînée par frottement entre deux cylindres de travail qui l'écrasent et réduisent son épaisseur. Pour atteindre l'épaisseur voulue, la tôle subit plusieurs réductions successives au travers de différentes cages de laminoir.

La zone de contact entre les cylindres et la tôle, appelée emprise, est un système tribologique dont le comportement est affecté par un phénomène physique : le frottement. À l'entrée de l'emprise, la vitesse des cylindres est supérieure à celle de la bande. La tôle est donc entraînée par les cylindres. En raison de la conservation du volume, la vitesse de la tôle augmente. Elle atteint celle des cylindres au point neutre. Au-delà, la vitesse de la bande est supérieure à celle des cylindres et le frottement agit comme un frein.

Lorsque le frottement est trop faible, les cylindres n'entraînent pas suffisamment la tôle. Il y a patinage. Cet effet peut engendrer des vibrations des cages qui affectent notamment l'épaisseur finale de la tôle. À l'inverse, une augmentation du frottement induit un accroissement de la force de laminage ainsi qu'une consommation d'énergie plus élevée. Le frottement est un paramètre critique. Une bonne maîtrise de ce paramètre est donc capitale.

### Influence du frottement sur le procédé de laminage à froid

On distingue trois régimes de lubrification dans les contacts lubrifiés. Il y a le **régime limite** dans lequel les surfaces en contact sont séparées par de fines couches de lubrifiant adsorbées, le **régime hydrodynamique** où les surfaces sont séparées par un film d'huile continu et un régime intermédiaire dit **mixte**. C'est ce dernier qui est utilisé dans l'emprise d'une cage de laminoir à froid. Dans ce cas, la pression d'interface est d'une part supportée par des contacts solide-solide entre les aspérités du cylindre et de la tôle et d'autre part par des poches de lubrifiant, sous pression, situées entre les pics de rugosité. Ce régime de lubrification permet à la fois d'avoir un niveau de frottement plus faible que dans le régime **limite** et un meilleur contrôle de la rugosité finale de la tôle que dans le régime **hydrodynamique**. L'état de surface de la tôle est en effet très important pour le client pour des raisons de brillance et d'adhérence des peintures.

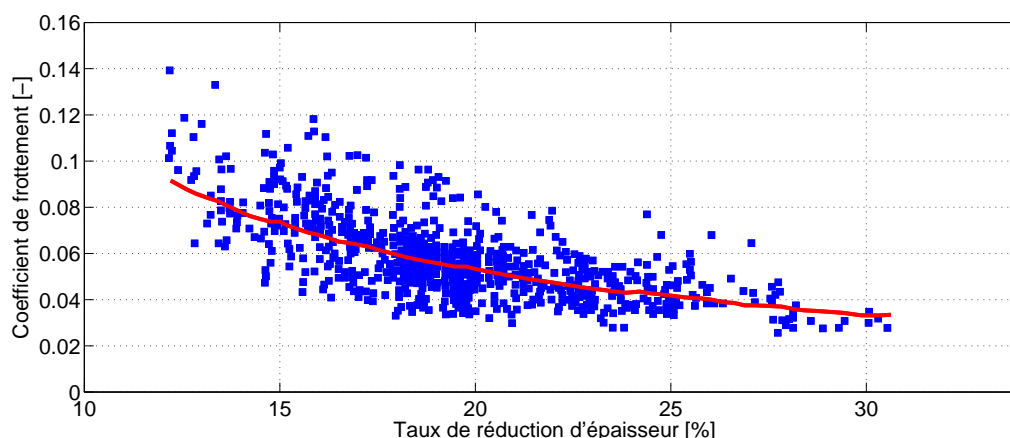


FIGURE 1.2 – Valeurs de coefficient de frottement identifiées sur des mesures réalisées lors du laminage d'aciers à haute résistance. On observe une forte dispersion des résultats ainsi qu'une diminution du coefficient de frottement avec l'augmentation du taux de réduction d'épaisseur [59].

La figure 1.2 montre des valeurs de coefficients de frottement identifiées, à l'aide d'un modèle numérique de laminage à froid, sur des données expérimentales provenant d'un site industriel. Ces valeurs correspondent à un coefficient de frottement moyen le long de l'emprise. Sur cette figure, on observe une forte dispersion des valeurs calculées provenant notamment de l'usure des cylindres. La gamme de valeur est comprise entre 0.012 et 0.14. Cette forte variation, synonyme d'un mauvais contrôle des conditions de lubrification, a deux effets négatifs. Le *premier* est une variation importante de l'énergie nécessaire au laminage. Le *second*, encore plus critique, est l'impossibilité de laminier les aciers à très haute limite d'élasticité en raison d'un dépassement des limites technologiques des outils. En effet, plus la tôle à laminier est fine plus le frottement affecte la force de laminage. Or, les laminoirs européens, construits il y a plusieurs décennies, n'ont pas été dimensionnés pour laminier de tels produits. Dès lors, les méthodes de production doivent être optimisées pour faire face à la concurrence des pays émergents tels que la Chine et l'Inde qui disposent d'installations plus récentes conçues pour laminier ces nouvelles nuances d'acier.

Le concept de lubrification flexible a été développé pour répondre à cette problématique [58, 59]. Celui-ci a pour but d'adapter les paramètres de lubrification en fonction des conditions de laminage.

### **Contrôle du frottement : lubrification flexible**

Sur les sites de production, le lubrifiant est projeté sur la tôle et les cylindres des cages de laminoir au moyen de sprays. Le lubrifiant utilisé peut être une huile pure ou une émulsion : un mélange d'eau et d'huile stabilisé par un tensioactif. L'avantage des émulsions est qu'elles permettent un meilleur refroidissement des cylindres et de la bande. Il est donc possible de laminier dans une gamme de vitesse plus importante. Pour adapter les conditions de lubrification, on peut modifier le débit de lubrifiant projeté sur les cylindres et la tôle, changer la concentration d'huile dans l'émulsion, allumer ou éteindre certains sprays, changer leur orientation, etc. La lubrification flexible permet ainsi d'adapter le niveau de frottement en fonction :

- **de l'usure des cylindres**

Le niveau de frottement baisse lorsque les cylindres s'usent. Ceux-ci doivent donc être changés régulièrement. Grâce à la lubrification flexible, les paramètres de lubrification peuvent être ajustés, au cours de la campagne de laminage, pour augmenter l'intervalle entre deux changements de cylindres successifs, ce qui augmente la productivité du laminoir.

- **du produit à laminier**

Les sites de production doivent pouvoir laminier plusieurs types de matériau au cours d'une même campagne. Comme le niveau de frottement est lié au type de matériau à laminier, l'ajustement des conditions de lubrification permet aux sites de production de répondre à ce besoin de flexibilité.

- **de la vitesse de laminage**

On observe une augmentation de la force de laminage avec la diminution de la vitesse en raison d'une réduction des effets hydrodynamiques. Ces basses vitesses sont notamment rencontrées lors des phases d'accélération et de décélération au début et à la fin du laminage d'une bobine.

L'objectif est d'atteindre le plus petit coefficient de frottement qui permet de positionner le point neutre au plus près de la sortie sans que celui-ci ne sorte de l'emprise et ainsi éviter le patinage. Cette méthodologie est en cours d'industrialisation sur différents laminoirs européens du groupe ArcelorMittal.

Cette optimisation peut bien entendu être réalisée sur des laminoirs pilotes et sur des sites industriels. Cette manière de procéder implique cependant de nombreuses phases d'essais-erreurs ainsi qu'une mobilisation du personnel et des installations. Les modèles numériques peuvent être utilisés de manière complémentaire. Ils permettent par exemple de calculer des grandeurs difficilement mesurables comme les déformations des cylindres, l'épaisseur du film de lubrifiant, l'aire relative de contact entre le cylindre et les aspérités de la tôle, etc. Grâce à ces modèles, on est en mesure d'analyser les résultats expérimentaux plus finement. De plus, une fois ces modèles calibrés, des études paramétriques permettent de réduire le nombre d'essais expérimentaux nécessaires et d'identifier les paramètres ayant le plus grand impact.

### **Compréhension des phénomènes de lubrification mis en jeu dans le procédé de laminage à froid**

De nombreux modèles numériques de laminage sont décrits dans la littérature. On peut classer ceux-ci dans deux catégories. Il y a tout d'abord **les modèles de première génération**. Ceux-ci tiennent compte des effets du frottement à l'aide des lois classiques de type Coulomb [23] ou Tresca [99]. Ces modèles ne sont pas prédictifs : le coefficient de frottement doit être ajusté sur des mesures expérimentales.

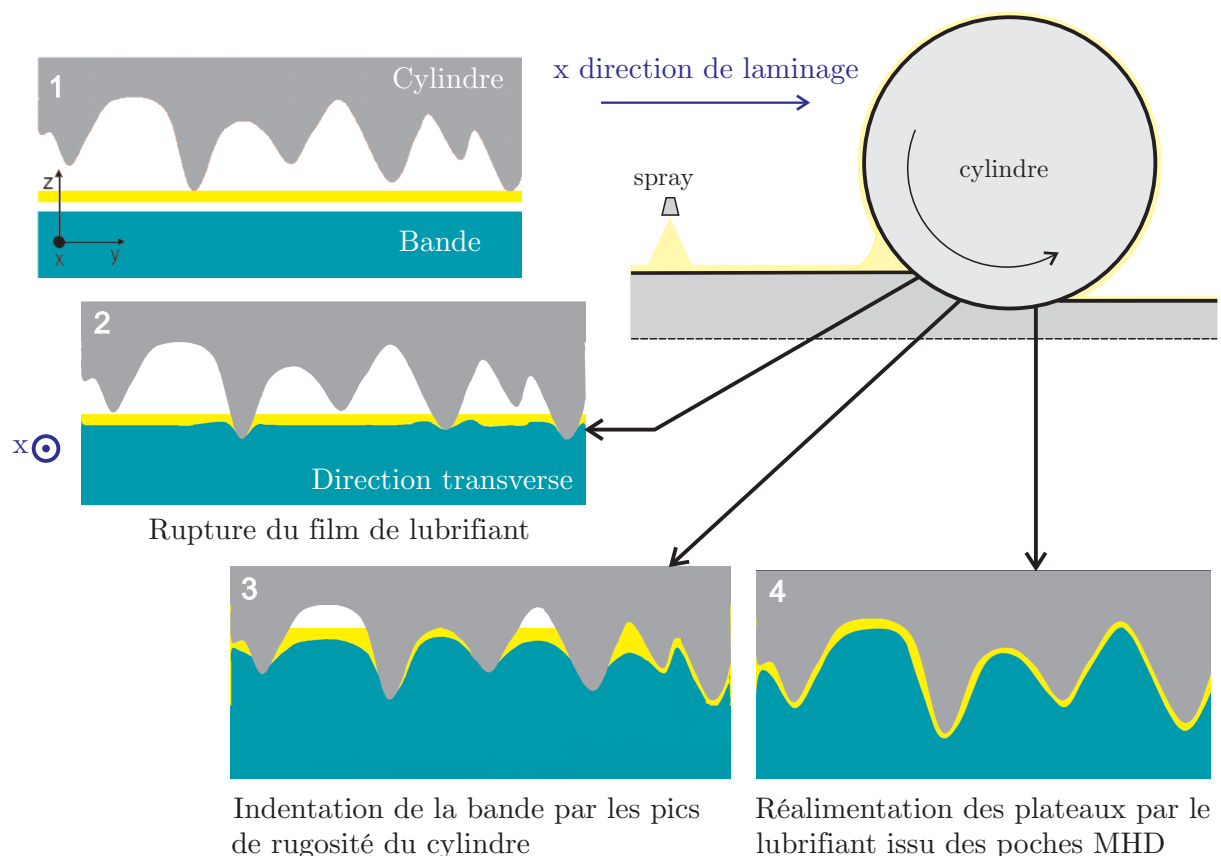
Des **modèles de deuxième génération** ont ensuite vu le jour. Ils prennent en compte l'écrasement des aspérités de la tôle ainsi que la présence du lubrifiant à l'interface. Ces modèles sont plus complets que ceux de la première génération, mais nécessitent toujours l'ajustement des valeurs du coefficient de frottement sur les plateaux.

Les modèles de deuxième génération ne sont pas suffisants. En effet, une bonne compréhension des phénomènes de lubrification est nécessaire pour l'optimisation des conditions de laminage. Celle-ci passe par une étude fine des interactions entre les aspérités du cylindre et de la tôle en présence de lubrifiant au sein de l'emprise ainsi que des phénomènes conduisant à la formation du film de lubrifiant sur la tôle et les cylindres en amont du contact. L'objectif est de tendre vers un **modèle de troisième génération** paramétrés par rapport aux paramètres opérationnels des systèmes de lubrification utilisés sur les sites industriels. Pour y parvenir, ArcelorMittal a multiplié les projets de recherches :

- Marsault [69] a mis au point un modèle numérique de laminage permettant de prendre en compte l'écrasement des aspérités et l'écoulement du lubrifiant à l'interface tôle-cylindre ;
- Stephany [93] a étendu les possibilités du modèle de Marsault de manière à pouvoir modéliser des conditions de lubrifications par émulsion majoritaires dans l'industrie ;
- Cassarini [18] a étudié le comportement d'une émulsion en amont de l'emprise. Pour ce faire, il a développé un modèle numérique qui permet d'estimer l'épaisseur du film d'huile qui rentre dans la zone de contact ;

- Guillaument [40] a modélisé le comportement d'une émulsion lors de son impact sur la tôle grâce à une méthode Eulérienne. Ces simulations déterminent la quantité d'huile déposée sur la tôle.

Ce travail de thèse s'inscrit dans la suite de ces différents projets. Celui-ci a pour but de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu au sein de l'emprise. En effet, lors d'essais de laminage d'aciers durs réalisés sur des laminoirs pilotes ainsi que dans des conditions industrielles, différentes mesures ont indiqué une diminution du frottement lors de l'augmentation du taux de réduction (cfr. figure 1.2). Le micro-hydrodynamisme, c'est-à-dire, l'écoulement du lubrifiant à l'échelle du micron, permet d'expliquer cette diminution du frottement. En pratique, on songe à des remontées de lubrifiant, initialement piégé dans les vallées et qui suite à sa mise sous pression progressive viendrait réalimenter en fluide les plateaux des aspérités écrasées (cfr. figure 1.3). En d'autres termes, le lubrifiant sous pression parviendrait, sous certaines conditions, à déformer les pics des aspérités et à se "frayer un chemin" au sein des contacts solide-solide faisant ainsi chuter le frottement associé par un double effet : la réduction du coefficient de frottement proprement dit, par lubrification, et surtout la diminution de l'aire relative de contact alors que la pression globale de laminage continue à augmenter.



**FIGURE 1.3** – Illustration du phénomène de micro-hydrodynamisme (MHD). Celui-ci permet d'expliquer la chute de frottement observée lors de l'augmentation de la réduction d'épaisseur en laminage à froid.

Azushima [4, 5] et Bech [9] ont observé directement ces écoulements à l'aide du procédé d'étirage plan. Grâce à une caméra située au-dessus d'un outil en verre, ils ont pu visualiser les remontées de lubrifiant sur les plateaux.

Ce travail de thèse a permis d'une part de modéliser ce type d'écoulement et d'autre part, de mettre en place les éléments nécessaires à la prise en compte du micro-hydrodynamisme dans un modèle numérique de laminage à froid.

## 1.2 Structure du manuscrit

Le chapitre 2 résume l'état de l'art relatif au micro-hydrodynamisme. Après avoir décrit les premières constatations expérimentales de ce phénomène, on analyse en détail les expériences d'étirage plan permettant de visualiser ce type d'écoulement. Les modèles développés pour tenter de représenter ce phénomène sont décrits et leurs limitations sont discutées.

On souhaite inclure les effets liés à l'apparition du micro-hydrodynamisme dans MetaLub, un modèle numérique de laminage à froid [93]. Ce modèle est décrit dans le chapitre 3. Après avoir détaillé les hypothèses et la méthode de résolution utilisées, on illustre ses capacités en reproduisant des conditions de laminage à froid rencontrées sur le site de Tilleur (Belgique), lors de la phase de tests d'un système de lubrification flexible. On compare également les résultats de MetaLub à des mesures ultrasonores d'épaisseur de film de lubrifiant effectuées, au sein même de l'emprise, lors d'essais réalisés sur un laminoir pilote.

Pour pouvoir inclure le micro-hydrodynamisme dans MetaLub, on souhaite remplacer les équations simplifiées d'écrasement d'aspérités par une modélisation éléments finis du contact entre les aspérités du cylindre et celles de la tôle en présence de lubrifiant. Pour développer ce modèle, on utilise Metafor [64] un code de calcul, développé au laboratoire de Mécanique Numérique Non Linéaire (LTAS-MN2L) de l'Université de Liège, dédié à la simulation par éléments finis des solides soumis à de grandes transformations.

La première étape permettant de tendre vers cet objectif est d'effectuer des simulations éléments finis d'écrasement d'aspérités sans lubrifiant. Dans le chapitre 4, ce modèle est validé sur des mesures expérimentales réalisées lors de tests sur des aspérités macroscopiques [98]. On effectue également des simulations de ce type à l'échelle microscopique sur des profils d'aspérités réels. Dans ce cas, ces résultats sont vérifiés par rapport à deux autres logiciels éléments finis : Abaqus [26] et Lam3 [42, 43].

L'approche couplée envisagée ici nécessite l'échange d'informations entre MetaLub et Metafor. Cette procédure a été mise en place dans un cas sans lubrifiant. Celle-ci permet de remplacer les équations d'écrasement d'aspérités par des simulations éléments finis – plus générales – réalisées dans Metafor. Les modifications apportées au système d'équations et la méthodologie utilisée sont décrites au chapitre 5. On présente également une deuxième méthode de couplage. Celle-ci automatise les échanges de données entre MetaLub et ThermRoll, un logiciel de calcul thermique [14, 15]. Cette procédure est ensuite validée sur des mesures réalisées sur le laminoir de Dofasco (Hamilton – Canada).



Metafor est un logiciel éléments finis développé pour étudier le comportement des solides soumis à de grandes déformations. Le chapitre 6 montre qu'il est également possible de traiter le comportement d'un fluide newtonien avec ce logiciel. Le comportement du fluide a été validé sur des simulations de complexité croissante : écoulement de Couette, écoulement dans une cavité, écoulement dans un convergent, etc. Ces tests ont permis d'établir la validité du champ de déplacement et celle du champ de pression calculés. Enfin, la modélisation de l'écoulement autour d'un obstacle déformable montre la faisabilité de traiter des cas d'interactions fluide-structure à l'aide de Metafor. Ces différentes simulations ont pu être réalisées grâce au formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien qui permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière [12, 82].

Dans le chapitre 7, on décrit un modèle éléments finis capable de prédire l'apparition du micro-hydrodynamisme. Celui-ci a été utilisé pour reproduire les expériences de Bech mettant en évidence l'apparition du micro-hydrodynamisme lors de l'étirage d'une tôle. Le modèle développé permet de visualiser les remontées de lubrifiant vers l'avant et vers l'arrière de cavités macroscopiques. Différentes études paramétriques ont été réalisées. Celles-ci quantifient l'influence du taux de réduction, l'influence de la pente de l'outil inférieur et de la vitesse d'étirage. Les résultats obtenus montrent que le modèle est en mesure de reproduire la plupart des tendances observées par Bech lors de ses expériences.

## 1.3 Originalités de la thèse

Ce travail de thèse a conduit à la mise au point, à notre connaissance, du **premier modèle éléments finis capable de modéliser le micro-hydrodynamisme**. Celui-ci a été utilisé pour reproduire numériquement les expériences de Bech [8, 9] mettant en évidence ce phénomène à l'aide du procédé d'étirage plan. Notre modèle est capable de prédire l'apparition du micro-hydrodynamisme et d'estimer la quantité de lubrifiant qui remonte sur les plateaux. Ces simulations sont en mesure de prendre en compte :

- le comportement élastoplastique de la tôle ;
- les déformations plastiques générées autour de la cavité lors du procédé d'indentation ;
- le comportement visqueux du lubrifiant ;
- la dépendance du module de compressibilité du lubrifiant à la pression hydrostatique.

Les possibilités offertes par ce modèle sont donc beaucoup plus étendues que les modèles [62, 97] dont les hypothèses (le matériau rigide parfaitement plastique, pente des cavités inchangée durant la déformation, etc. ) sont très restrictives.

Par ailleurs, à l'occasion de ce travail, nous avons réalisé un certain nombre de développements originaux que nous listons ci-dessous.

### **Applications d'outils numériques existants à l'étude de situations nouvelles :**

- La comparaison des épaisseurs de film d'huile calculées avec MetaLub à des mesures obtenues à l'aide d'un capteur ultrasonore est une première.
- La modélisation du comportement hystérétique observé sur la courbe de raideur des aspérités lors de cycles charge-décharge est également originale. Les études citées dans la littérature ne sont en effet pas en mesure de reproduire ce phénomène.

### **Amélioration des capacités d'un modèle de laminage à froid en lubrification mixte :**

- Les capacités du code de laminage à froid MetaLub ont été étendues grâce au couplage réalisé avec le logiciel éléments finis Metafor. Cette procédure permet en effet de s'affranchir des équations analytiques d'écrasement d'aspérités utilisées dans MetaLub. L'avantage des simulations éléments finis est qu'elles permettent d'étudier des configurations plus réalistes. On est ainsi en mesure de traiter une grande variété de configurations géométriques avec des lois constitutives élastoplastiques.
- La procédure d'échange des données entre MetaLub et ThermRoll a été automatisée. Grâce à ce couplage on est en mesure de prendre en compte les effets des échanges thermiques tôle-cylindre.

## Chapitre 2

# Etude bibliographique micro-hydrodynamisme

### 2.1 Introduction

La plupart des procédés de fabrication entraînent un contact entre le matériau à mettre en forme et des outils. Des forces de frottement entrent alors en jeu. Le frottement est défini comme "la force de résistance tangentielle à l'interface de deux corps, lorsque sous l'action d'une force extérieure, l'un d'eux se déplace ou tend à se déplacer par rapport à la surface de l'autre"[39]. Lorsqu'on étudie un procédé de mise en forme, une première approche consiste à faire l'hypothèse que les corps en contact ont des surfaces parfaitement lisses (cfr. figure 2.1 a). Les forces de frottement sont alors calculées en utilisant par exemple la loi de Coulomb [23]. Cette vue simplifiée est généralement suffisante pour l'estimation de la pression entre le matériau et l'outil de mise en forme, des forces et de la puissance nécessaire au procédé. Cependant, elle est totalement inadéquate lorsqu'on souhaite obtenir une meilleure compréhension des phénomènes de lubrification et d'usure mis en jeux lors du process [86].

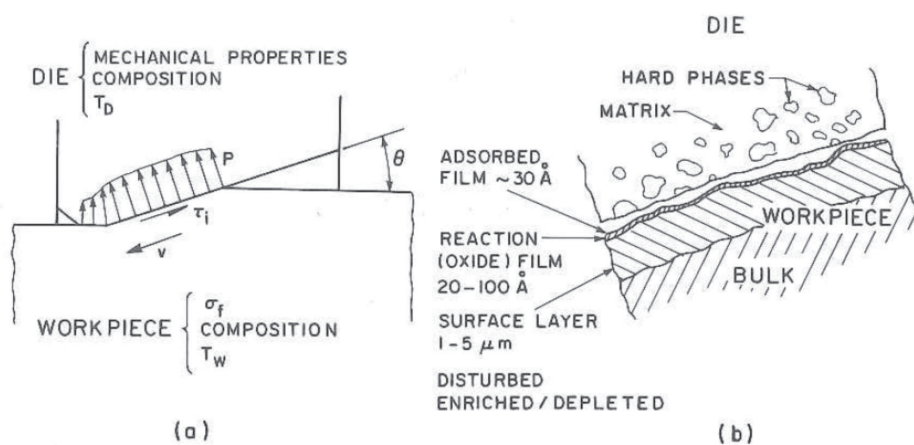


FIGURE 2.1 – Interface tôle outil : a) échelle macroscopique b) échelle microscopique [86]

À l'échelle microscopique, la surface d'un solide n'est pas parfaitement lisse. Celle-ci est constituée d'une succession de pics appelés aspérités (cfr. figure 2.1 b). Ces aspérités ont généralement une pente moyenne – mesurée par rapport à la ligne moyenne – comprise entre  $3^\circ$  et  $20^\circ$  et présentent en leur sommet un rayon de courbure assez important. Cet état de surface résulte des opérations de mises en forme préalablement subies par le matériau [86].

Lorsque deux corps présentant des surfaces rugueuses sont en contact, celui-ci intervient uniquement entre les aspérités des surfaces comme l'illustre la figure 2.2. Sur cette figure, on peut distinguer l'aire réelle de contact  $A_r$  et l'aire nominale – ou apparente – notée  $A_a$ . Le ratio de ces deux grandeurs fournit l'**aire relative de contact** notée  $A$ .

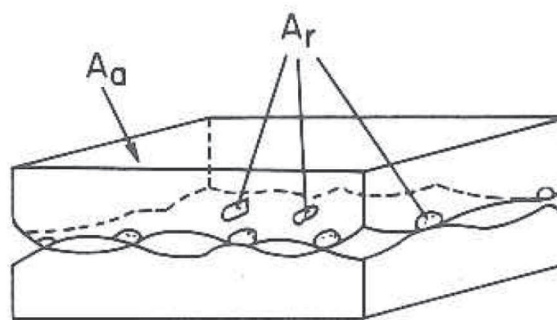


FIGURE 2.2 – Points de contact entre deux surfaces rugueuses [86].

Pour des raisons pratiques, on mesure généralement le profil des aspérités le long d'une ligne. On obtient alors des courbes similaires à celles présentées sur la figure 2.3.

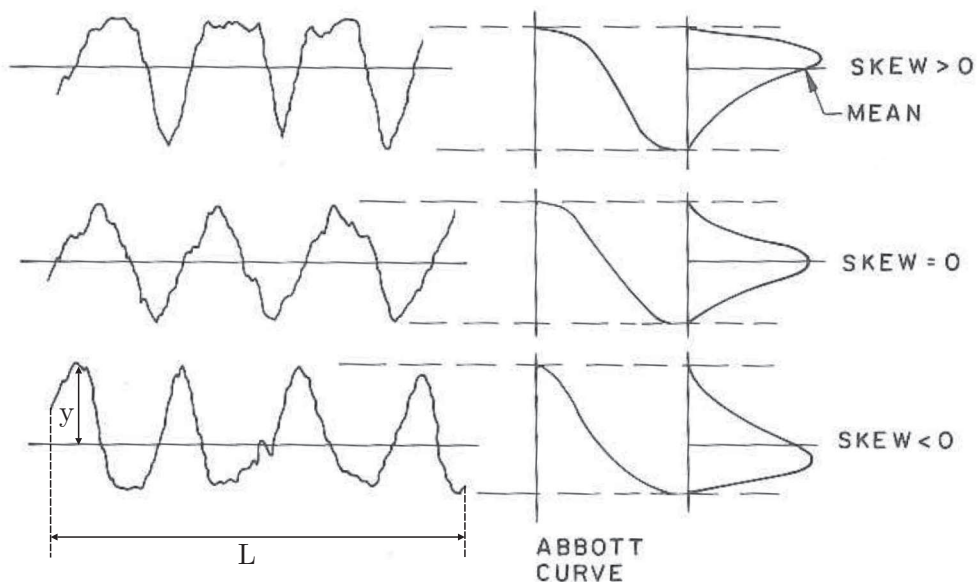


FIGURE 2.3 – Profils d'aspérités, courbes d'Abbott – qui représente l'évolution du taux de longueur portante en fonction de la hauteur du profil – et fonction de répartition des hauteurs des aspérités qui permet de visualiser la symétrie du profil par rapport à la ligne moyenne [86].

Notons toutefois que, sur ces schémas, l'échelle verticale a été dilatée de manière à mettre en évidence les caractéristiques du profil. Sur base de ces courbes, il est possible de déterminer :

- la **rugosité arithmétique**  $R_a$  :

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y| dl \quad (2.1)$$

Dans cette expression,  $L$  est la longueur de la portion du profil étudié et  $y$  l'écart des points du profil par rapport à la ligne moyenne. Le paramètre  $R_a$ , généralement exprimé en  $\mu m$ , correspond à la moyenne arithmétique des écarts du profil par rapport à **ligne moyenne**. La position de cette ligne moyenne est celle qui permet de vérifier la relation :

$$\int_0^L y dl = 0 \quad (2.2)$$

- la **rugosité quadratique moyenne**  $R_q$  :

$$R_q = \left( \frac{1}{L} \int_0^L y^2 dl \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

il s'agit de la déviation standard dans la théorie de la probabilité. Ce paramètre est lui aussi généralement exprimé en  $\mu m$

- la **déviati on de la hauteur de pics du troisième ordre**  $R_{sk}$  – aussi appelée "*skewness*" en anglais :

$$R_{sk} = \frac{1}{LR_q^3} \int_0^L y^3 dl \quad (2.4)$$

cette grandeur adimensionnelle caractérise la symétrie du profil par rapport à la ligne moyenne.

Le frottement entre les corps trouve son origine dans les interactions entre les aspérités des surfaces en contact ou encore dans la séparation des liens d'adhésion qui se sont formés entre atomes et molécules des deux corps en contact.

Afin de réduire les forces de frottement, on utilise un lubrifiant. Celui-ci remplit alors l'espace entre les creux – appelés vallées – des profils de rugosité. La présence du lubrifiant rend la situation encore plus complexe à étudier puisqu'il faut prendre en compte ses interactions avec les surfaces environnantes. Des réactions chimiques peuvent ainsi avoir lieu entre le film d'huile et les couches d'oxydes présentes sur les surfaces solides. De plus, les valeurs de température et de pression locales peuvent varier de manière importante au sein du contact. Ceci va avoir un impact considérable sur les propriétés du lubrifiant.

Il est habituel de distinguer 4 régimes de lubrification en fonction du nombre de Sommerfeld  $S$ . Ceux-ci sont généralement représentés sur la courbe dite de Stribeck (cfr. figure 2.4). Ces différents régimes peuvent être distingués en fonction du rapport  $\xi$  entre l'épaisseur du film d'huile, noté  $h$ , et de la **rugosité composite** des surfaces en présence notée  $R_{q,c}$ . Cette grandeur est définie comme la moyenne quadratique des rugosités composites des surfaces en contact  $R_{q,1}$  et  $R_{q,2}$  :

$$R_{q,c} = \sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2} \quad (2.5)$$

Lorsque  $\xi > 10$ , le régime est dit en **film épais**. Dans ce cas, l'influence des aspérités sur l'écoulement est négligeable. Lorsque  $3 < \xi < 10$ , le régime est dit en **film mince**. Dans ce cas, la présence des aspérités influence l'écoulement du fluide. Les régimes en film mince et en film épais sont regroupés sous l'appellation de **régime hydrodynamique**. Dans ce régime, une augmentation de la vitesse ou de la viscosité conduit à une augmentation de l'épaisseur de film et du frottement.

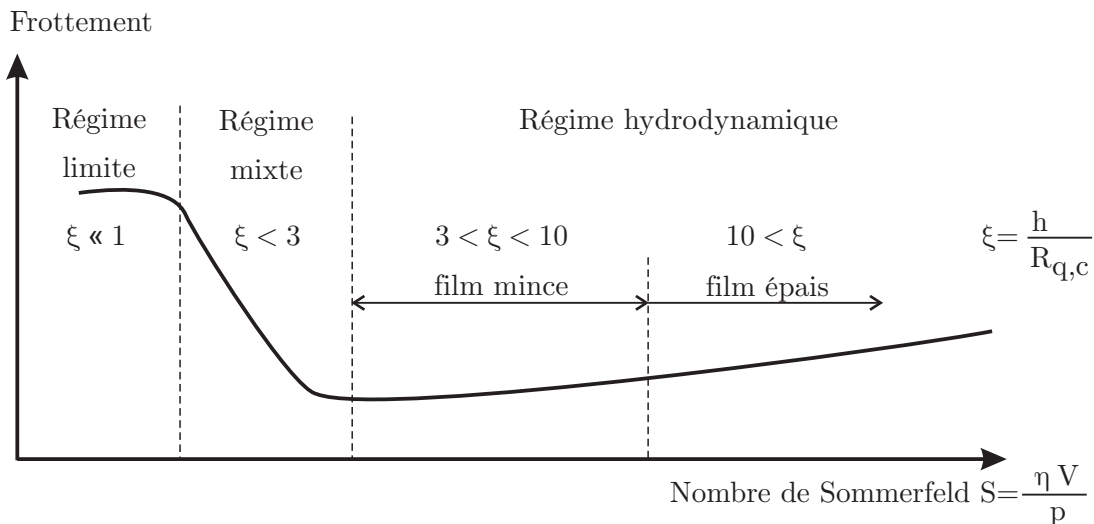


FIGURE 2.4 – Courbe de Stribeck illustrant les variations du frottement dans les différents régimes de lubrification.

Lorsque l'épaisseur du film d'huile est trop faible pour séparer complètement les surfaces  $\xi < 3$ , on entre dans le **régime mixte**. Dans ce cas, une partie de la pression de contact  $p_a$  est supportée par le contact solide-solide entre aspérités tandis qu'une pression hydrostatique  $p_b$  règne dans cavités remplies de lubrifiant.

Enfin, lorsque  $\xi \ll 1$ , on est dans le **régime limite**. Dans ce cas, seule une fine couche adsorbée permet de protéger les surfaces contre les contacts directs métal sur métal.

Dans des procédés de fabrication comme le laminage à froid, c'est le régime de lubrification mixte qui est recherché. En effet, dans le régime limite, le niveau de frottement est très élevé et l'état de surface du produit fini présente des défauts très importants (cfr. figure 2.5 a). Le régime hydrodynamique semble attractif puisque celui-ci est synonyme de vitesse et donc de grande productivité. Cependant, le procédé n'est pas stable dans ces conditions. On observe en effet, des vibrations de la cage (*chatter*) susceptibles de déchirer la tôle. De plus, la rugosité des tôles est obtenue en laminant dans ce régime donne un aspect mat qui ne permet pas de satisfaire les exigences des constructeurs automobiles (cfr. figure 2.5 c). Le régime mixte quant à lui permet d'obtenir un niveau de frottement acceptable et une rugosité contrôlée comme le montre la figure 2.5 b.

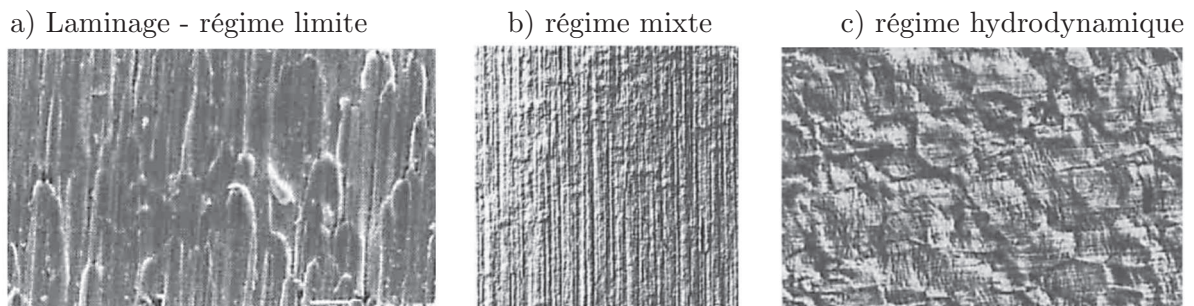


FIGURE 2.5 – États de surfaces et régimes de lubrification en laminage à froid de tôles d'acier inoxydable. a) tôle laminée à froid en régime quasi-limite, à forte réduction sur un laminoir duo b) tôle laminée en régime mixte c) tôle laminée à froid à grande vitesse en régime hydrodynamique [72].

Dans ce travail, l'objectif est de modéliser une configuration rencontrée en régime mixte : des remontées de lubrifiant – initialement piégé dans des poches hydrostatiques – sur les plateaux. Ce phénomène appelé micro-hydrodynamisme a été observé par différentes équipes de recherches au cours d'expériences réalisées en laboratoire. L'état de l'art relatif à ce type d'écoulement est décrit dans ce chapitre.

Tout d'abord, on présente différentes preuves expérimentales de l'existence du micro-hydrodynamisme. Ce phénomène a notamment été observé par Azushima [5] et Bech [9]. Ceux-ci ont mis en évidence la remontée du lubrifiant sur les plateaux, en analysant le comportement de poches de lubrifiant macroscopiques, lors du procédé d'étirage plan. D'autres auteurs comme Lo et Horng [63] et Ahmed et Sutcliffe [2] ont étudié ce phénomène à l'échelle des aspérités (microscopique) de la tôle. Ces résultats expérimentaux sont décrits dans la partie 2.2. La section 2.3 présente brièvement les modèles numériques développés par Wilson [62] et Sutcliffe [97] pour quantifier le phénomène. Deux modélisations par éléments finis ont ensuite vu le jour. Cette méthode, beaucoup plus générale, permet de s'affranchir des hypothèses simplificatrices faites par Wilson et Sutcliffe. Cependant, ces deux modèles présentent différentes limitations qui les empêchent de prédire les écoulements de lubrifiant. Ceux-ci sont décrits dans la section 2.4.

## 2.2 Observations expérimentales

### 2.2.1 Mise en évidence du phénomène

En effectuant des essais expérimentaux sur un test d'étirage, Kudo et al. [56] ont observé une augmentation du frottement avec le produit viscosité-vitesse d'étirage en régime mixte. Cette constatation a été effectuée en 1976.

Mizuno et Okamoto [70] ont observé ce même phénomène, en 1982, lors de tests de compression-glissement effectués sur des tôles en cuivre. Ils ont proposé le concept de microhydrodynamisme pour expliquer ce phénomène.

Le dispositif expérimental utilisé dans ces essais est schématisé sur la figure 2.6. Celui-ci est constitué de deux outils qui permettent de comprimer la tôle. Le test se déroule en deux étapes. Au cours de la première partie, une charge verticale est appliquée sur les outils de manière à réduire l'épaisseur de la tôle de 50%. La vitesse de déplacement vertical des outils est contrôlée. Celle-ci permet de contrôler la quantité de lubrifiant prise au piège dans la zone de contact et donc l'aire relative de contact entre la tôle et les outils. Ensuite, au cours de la deuxième étape, la charge verticale est maintenue constante et un déplacement horizontal à vitesse  $V$  est appliqué sur l'outil supérieur tandis que l'outil inférieur reste fixe.

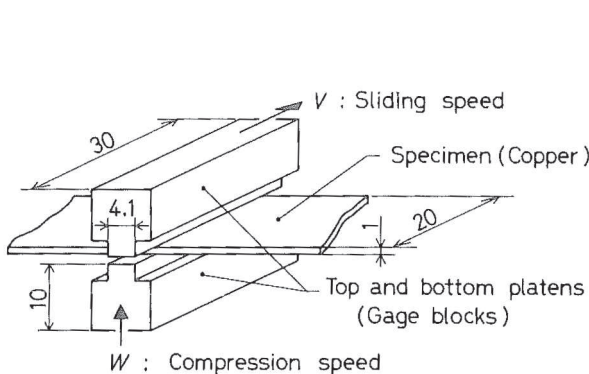


FIGURE 2.6 – Schéma de principe du test de compression-glissement [70]. Les dimensions sont exprimées en mm. La rugosité de l'outil est de  $R_p = 0.02 \mu\text{m}$  tandis que celle de la tôle vaut  $R_p = 1.6 \mu\text{m}$

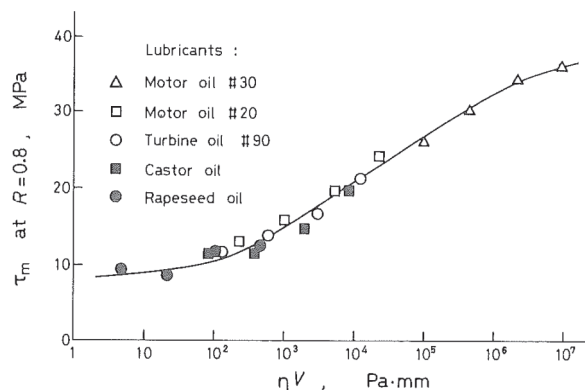
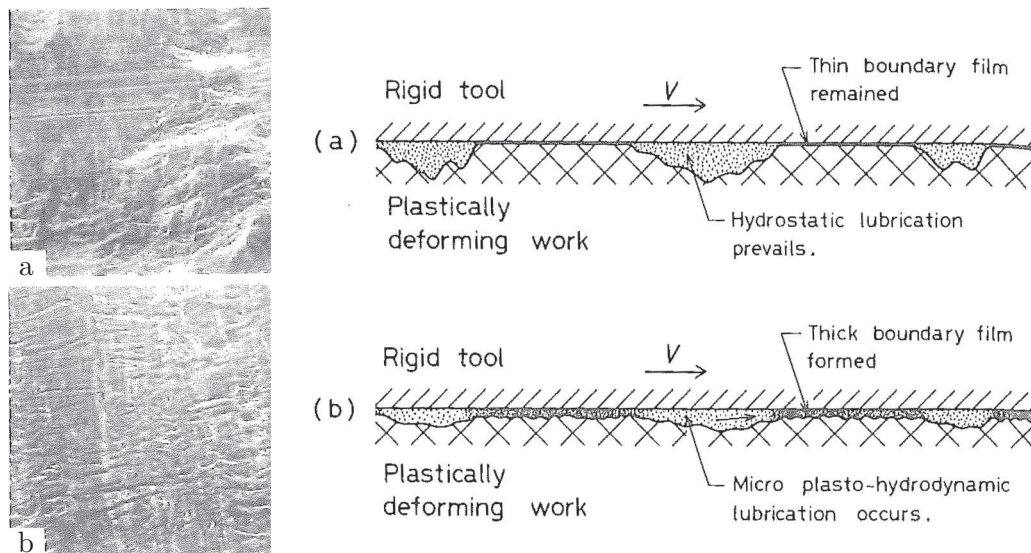


FIGURE 2.7 – Relation entre le cisaillement moyen  $\tau_m$  et le produit  $\eta V$  pour une aire relative de contact de 80 % [70].

En analysant leurs résultats expérimentaux, ils ont constaté que le produit viscosité-vitesse ( $\eta V$ ) avait une influence sur le cisaillement moyen  $\tau_m$  dans la zone de contact. Cette courbe est représentée sur la figure 2.7. Celle-ci a été obtenue pour une aire relative de contact (notée  $R$  par les auteurs) de 80%. Cette courbe indique qu'une augmentation du produit  $\eta V$  peut générer un film d'huile suffisamment épais que pour engendrer un régime hydrodynamique à l'échelle des aspérités. Notons encore que cette relation est valable pour les différents types d'huile utilisée.



Mizuno et Okamoto ont également analysé l'état de surface de la tôle à l'aide d'un microscope électronique. Ces mesures ont été effectuées après des tests à faible vitesse et haute vitesse respectivement  $V = 0.19 \text{ mm/s}$  et  $V = 19.0 \text{ mm/s}$ . Ces résultats sont représentés à la figure 2.8. Les portions grisées sont les plateaux tandis que les parties plus claires correspondent aux vallées. À faible vitesse, on observe clairement des éraflures sur les plateaux. Ceux-ci sont donc en régime limite et le lubrifiant est piégé dans les vallées. À plus haute vitesse, les vallées sont plus petites et moins profondes. De plus, on observe des motifs lamellaires sur les plateaux. Ceux-ci pourraient être dus à l'émergence de micro-bandes de cisaillement. Cette modification de la rugosité, due à un réarrangement de matière au sein des grains, peut notamment être observée dans le cas du laminage en régime hydrodynamique (voir par exemple la figure 2.5 c). Ce mécanisme de remontée de lubrifiant sur les plateaux est représenté schématiquement sur la partie droite de la figure 2.8.



**FIGURE 2.8** – À gauche : Images obtenues à l'aide d'un microscope électronique. Ces images représentent une surface de dimension  $0.09 \times 0.09 \text{ mm}$ . Le sens de glissement va de la gauche vers la droite. La figure a) correspond à un essai à faible vitesse  $V = 0.19 \text{ mm/s}$  tandis que b) a été obtenue à haute vitesse  $V = 19 \text{ mm/s}$ . À droite : schéma de principe proposé par Mizuno et Okamoto pour expliquer les phénomènes mis en jeux dans leurs expériences [70].

## 2.2.2 Micro-hydrodynamisme autour de poches macroscopiques

### 2.2.2.1 Observation directe des micro-écoulements de lubrifiant

Azushima [5] a observé le phénomène de micro-hydrodynamisme au cours du procédé d'étirage plan. Le schéma de principe du dispositif utilisé est représenté sur la figure 2.9. Lors de ces expériences, il a fait passer une tôle d'aluminium entre deux outils inclinés formant un angle de  $6^\circ$ . Sur cette tôle, il a effectué des indentations pyramidales qu'il a remplies de lubrifiant avant de procéder à l'étirage. La dimension des côtés de la base de ces pyramides est de 0.63 mm tandis que la profondeur des indentations vaut 0.056 mm. L'outil supérieur est en verre, ce qui permet d'observer le comportement des poches de lubrifiant au cours du procédé à l'aide d'un microscope. L'outil inférieur est en acier. Le taux de réduction d'épaisseur est de 10 %.

Lors de ces essais, Azushima a observé des remontées de lubrifiant vers l'avant et vers l'arrière des poches. La partie droite de la figure 2.9 illustre ce phénomène.

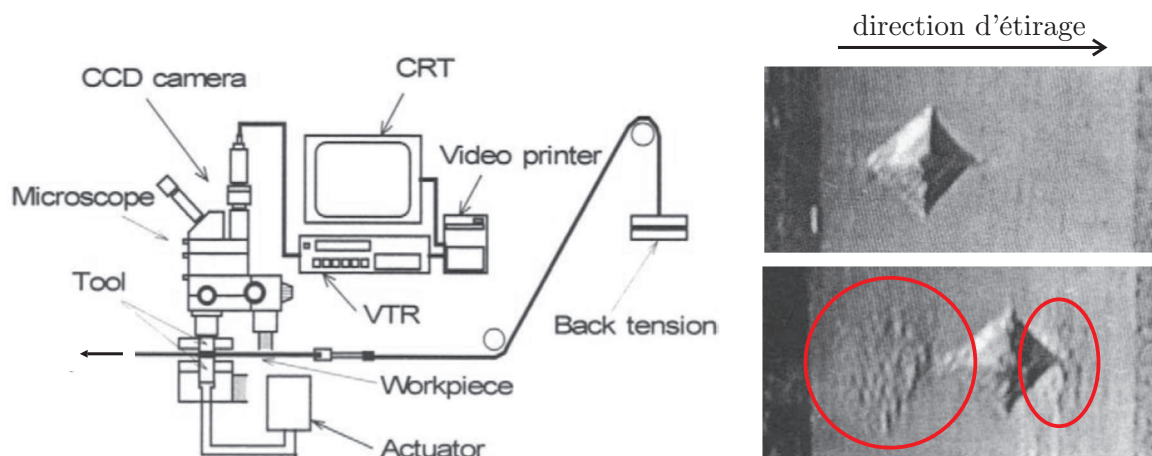
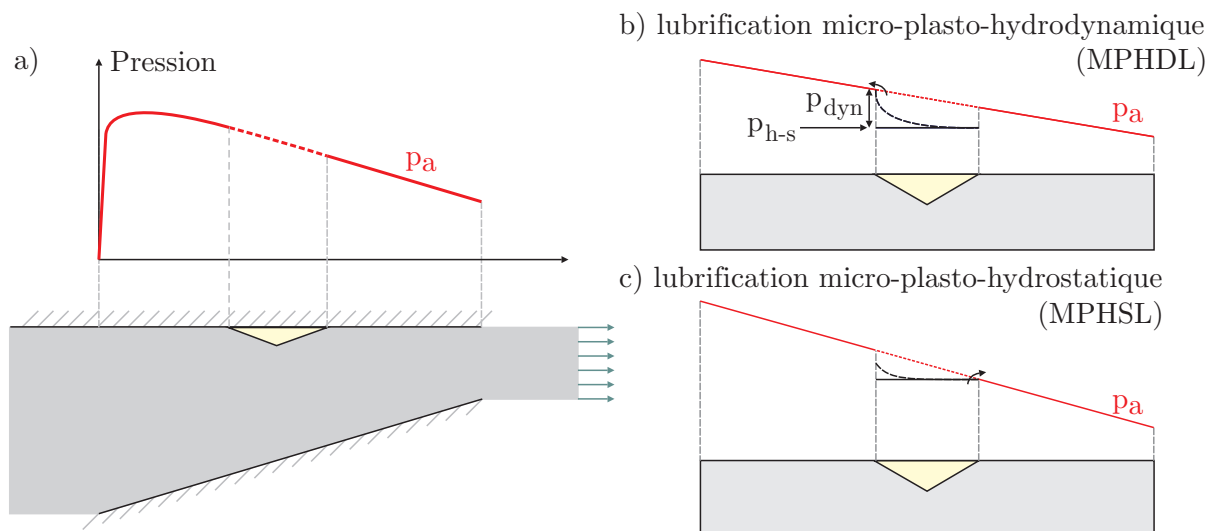


FIGURE 2.9 – A gauche : appareil utilisé par Azushima pour observer les remontées de lubrifiant initialement piégé dans des poches pyramidales macroscopiques [3]. A droite : écoulement du lubrifiant, vers l'avant et vers l'arrière d'une poche pyramidale, observé lors des essais d'étirage. Viscosité du lubrifiant  $\eta = 100$  cSt et taux de réduction d'épaisseur = 10% [3].

Azushima a étudié l'effet de la viscosité et de la vitesse d'étirage sur ces remontées de lubrifiant. La gamme de vitesses d'étirage rencontrée dans les essais est comprise entre 0.2 et 0.8 mm/s. Deux huiles de viscosité 100 cSt et 1000 cSt ont été utilisées. Pour de faibles valeurs de viscosité et de vitesse d'étirage, il observe une remontée du lubrifiant simultanément vers l'avant et vers l'arrière des poches. Dans ce cas, la quantité d'huile qui s'échappe vers l'avant de la poche est plus grande. À l'inverse, lorsque la viscosité et la vitesse d'étirage sont élevées, le lubrifiant s'échappe préférentiellement vers l'arrière.

Azushima [5] fournit une explication qualitative à ce phénomène. Lors du passage de la poche dans la filière, le lubrifiant est mis sous pression. Dans certains cas, celle-ci peut atteindre la valeur de la pression de contact solide-solide  $p_a$ . Par exemple, pour une valeur élevée du produit  $\eta V$  on obtient une pression hydrodynamique suffisante, à l'arrière de la poche, pour combler l'écart entre la pression hydrostatique et la pression de contact (cfr. figure 2.10 b) : on parle de lubrification micro-plasto-hydrodynamique (Micro-Plasto-HydroDynamic Lubrication – MPHDL). À faible vitesse ou faible viscosité, cette augmentation de pression ne permet pas l'écoulement vers l'arrière. Dans le cas du procédé d'étirage plan, la pression de contact diminue lorsqu'on se rapproche de la sortie. Dès lors, si la pression hydrostatique – engendrée par les déformations de la poche – se rapproche suffisamment de la pression d'interface, le lubrifiant s'écoulera préférentiellement vers l'avant, car c'est là que la pression de contact est la plus faible (cfr. figure 2.10 c) : on parle de lubrification micro-plasto-hydrostatique (Micro-Plasto-Hydrostatic Lubrication – MPHSL). Le profil de pression de contact est influencé par différents paramètres tels que la pente de l'outil, le taux de réduction, le frottement entre la tôle et l'outil, etc.



**FIGURE 2.10** – a) Profil de pression de contact solide-solide rencontré dans le cas du procédé d'étirage plan lorsqu'il n'y a pas de poche de lubrifiant à la surface de la tôle. b) Lorsque l'augmentation de la pression hydrodynamique, est suffisante pour atteindre la pression d'interface, l'écoulement se produit à l'arrière de la poche (MPHDL). c) Lorsque la pression hydrostatique – notée  $p_{h-s}$  sur le schéma – atteint la valeur de la pression d'interface, l'écoulement se produit vers l'avant (MPHSL).

### 2.2.2.2 Paramètres influençant le micro-hydrodynamisme

Une étude de l'influence des paramètres influençant le micro-hydrodynamisme a été effectuée par Bech [9]. Celui-ci a utilisé un dispositif expérimental similaire à celui d'Azushima : une tôle d'aluminium est étirée au travers d'un outil dont la partie supérieure, en verre, permet l'observation du comportement des poches de lubrifiant à la surface de la tôle. Ces poches pyramidales ont été effectuées par indentation. Elles ont une base carrée de 1 mm de côté et une pente de  $10^\circ$ . Elles sont suffisamment éloignées les unes des autres de manière à éviter toute interaction entre les remontées de lubrifiant issues de poches voisines.

Bech a analysé l'influence des 7 paramètres suivants : viscosité du lubrifiant, vitesse d'éti-  
rage, taux de réduction d'épaisseur, pente de l'outil inférieur, contre-traction, type d'alumi-  
nium et coefficient de frottement solide-solide. Suivant les conditions expérimentales, il a  
observé des écoulements vers l'avant et/ou vers l'arrière des poches. Les remontées de lubri-  
fiant ont lieu dans la direction d'éti-  
rage mais aussi dans la direction transverse (cfr. figure 2.12). Ces dernières ont un effet visible sur l'état de surface de la tôle après le process :  
la rugosité est plus importante à l'endroit des remontées de lubrifiant. En effet, lorsqu'un  
film continu de lubrifiant est présent entre un outil et une tôle, dont le coeur subit des dé-  
formations plastiques, la partie de la tôle en contact avec le lubrifiant se comporte comme  
une surface libre. Dès lors, les grains qui composent le métal peuvent se réorienter et ainsi  
modifier l'état de surface [86]. Comme le montre la figure 2.11, cet effet est observé aussi  
bien dans le cas des remontées de lubrifiant vers l'arrière (MPHDL) que des écoulements  
vers l'avant des poches (MPHSL).

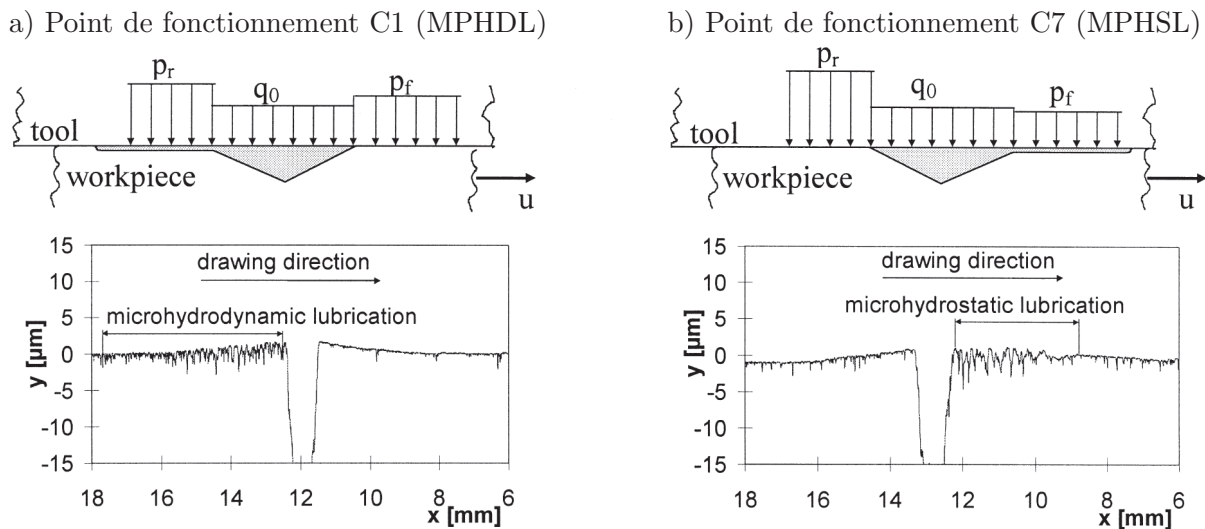


FIGURE 2.11 – En haut : schéma de principe proposé par Bech [9] pour expliquer les écoulements de lubrifiant observés vers l'arrière de la poche MPHDL (à gauche) ou vers l'avant de la poche MPHSL (à droite). En bas : profils de rugosités mesurés dans les cas C1 (MPHDL) et C7 (MPHSL) répertoriés dans le tableau de la figure 2.12.

Pour chacun de ces paramètres étudiés, Bech a comparé deux nouveaux résultats expé-  
rimentaux à un point de fonctionnement de référence (noté REF sur la figure 2.12). Après  
chaque essai, il a analysé l'état de surface de la tôle à l'aide d'un microscope. Dans chaque  
cas, il a mesuré l'étendue des traces laissées par les remontées de lubrifiant sur la tôle. Ces  
résultats sont résumés à la figure 2.12. Sur cette figure, les marques grises correspondent à  
une zone de rugosité importante à la surface de la tôle. Celles-ci sont dues à la présence du  
lubrifiant à la surface de la tôle au moment de l'éti-  
rage.

L'influence de ces différents paramètres a été analysée de manière quantitative [9] :

- **Viscosité du lubrifiant :**  
une faible viscosité conduit à un écoulement vers l'avant MPHSL (A1 – figure 2.12). Une viscosité élevée engendre un écoulement vers l'arrière de la poche MPHDL (C1) tandis qu'avec la valeur de viscosité intermédiaire du cas de référence (B1), les deux mécanismes sont présents.
- **Vitesse d'étirage :**  
l'effet d'une augmentation de la vitesse est similaire à celui d'une augmentation de la viscosité : plus la vitesse est élevée plus la quantité de lubrifiant qui s'échappe vers l'arrière est importante.
- **Taux de réduction :**  
la longueur des marques laissées par le lubrifiant à l'arrière de la poche a tendance à augmenter avec le taux de réduction. On observe le même comportement à l'avant de la poche.
- **Pente de l'outil inférieur :**  
un outil de pente plus élevée induit un gradient de pression de contact solide solide plus prononcé. Ceci a tendance à favoriser l'apparition du MPHSL.
- **Contre-traction :**  
une augmentation de la contre-traction engendre une pression d'interface plus faible et donc une pression au sein de la poche de lubrifiant plus petite. Dans le cas du fluide utilisé par Bech, la viscosité est une fonction exponentielle de la pression hydrostatique. Une pression plus petite amène donc une viscosité plus faible et par conséquent, des effets hydrodynamiques moins marqués ce qui favorise le MPHSL.
- **Matériau de la tôle :**  
Bech a utilisé 3 types d'aluminium différents : un alliage d'aluminium de type Al57S, un alliage Al99.5 recuit et enfin un alliage Al99.5 semi-dur. Les lois d'écrouissage sont données par :

$$\sigma_{Y,Al57S} = 321\bar{\epsilon}^{0.08} \quad \sigma_{Y,Al99.5, Semi-hard} = 128\bar{\epsilon}^{0.16} \quad \sigma_{Y,Al99.5, annealed} = 120\bar{\epsilon}^{0.21} \text{ MPa}$$

Lorsqu'on modélise le procédé à l'aide de la méthode des tranches, on constate que l'augmentation de la valeur de l'exposant utilisé dans la loi d'écrouissage, engendre un profil de pression de contact plus plat. Ceci a tendance à favoriser un écoulement de type MPHDL. C'est ce que l'on observe lorsqu'on compare les cas B6 et C6 : l'écoulement vers l'arrière est plus important que dans le cas C6.

- **Frottement entre la tôle et l'outil inférieur :**  
Une augmentation du frottement entre la partie inférieure de la tôle et l'outil induit un gradient de pression plus fort. Ceci favorise l'apparition d'un écoulement vers l'avant (MPHSL).






















lubricant viscosity	drawing speed	reduction	die angle	back tension	strain hard. exponent	coefficient of friction
 $\eta = 5 \text{ cSt}$ A1	 0.2mm/sec A2	 10 % A3	 $2^\circ$ A4	 0 A5, <b>REF</b>	 $n = 0.08$ A6, <b>REF</b>	 $\mu = 0.025$ A7, <b>REF</b>
 $\eta = 126 \text{ cSt}$ B1, <b>REF</b>	 0.5 mm/sec B2, <b>REF</b>	 15 % B3	 $3^\circ$ B4, <b>REF</b>	 62 N/mm <sup>2</sup> B5	 $n = 0.16$ B6	 $\mu = 0.05$ B7
 $\eta = 700 \text{ cSt}$ C1	 5 mm/sec C2	 20 % C3, <b>REF</b>	 $5^\circ$ C4	 105 N/mm <sup>2</sup> C5	 $n = 0.21$ C6	 $\mu = 0.28$ C7

FIGURE 2.12 – Tableaux reprenant les résultats des différents essais réalisés par Bech[9]. La direction d’étirage va de la gauche vers la droite. Les zones grisées autour des indentations représentent l’étendue de l’écoulement du lubrifiant observée après les essais. Ces portions de la tôle ont une rugosité plus importante en raison de la présence du lubrifiant lors de l’étirage.

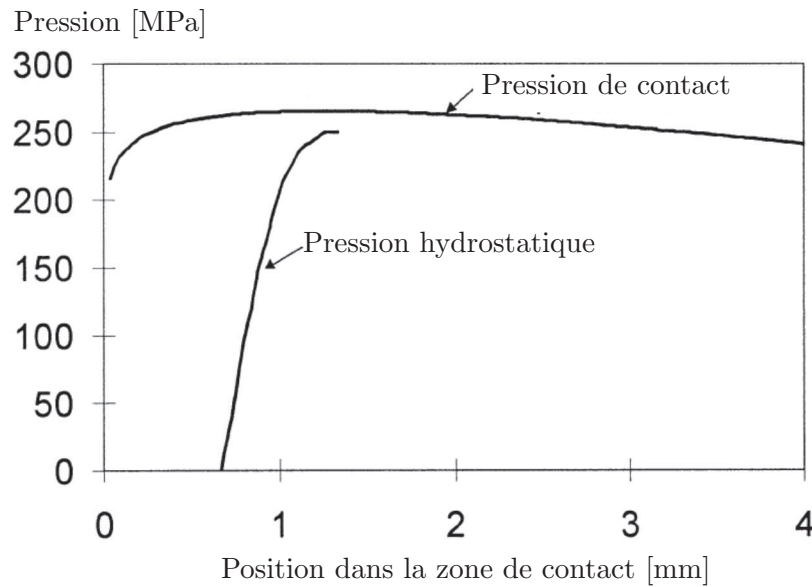


FIGURE 2.13 – Profil de pression de contact solide-solide et pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant dans le cas C1 (MPHDL) [9]. La pression de contact a été calculée par Bech à l’aide de la méthode des tranches. La pression hydrostatique a été estimée sur base de la variation de l’aire de la base de l’indentation pyramidale au cours du process.

Bech a utilisé la méthode des tranches pour calculer la pression de contact solide-solide en l'absence de poche de lubrifiant. Il a également estimé la pression hydrostatique du fluide au sein de la poche : en mesurant l'aire de la base de la pyramide à différents points de l'emprise et en faisant l'hypothèse que la pente des indentations reste constante, il a pu calculer la variation de volume de la poche et donc la pression hydrostatique. Le volume calculé de cette manière a été comparé à des mesures effectuées sur la tôle en arrêtant le process à différents endroits de la filière. Il observe une bonne correspondance entre les deux jusqu'à un taux de réduction de 4%. Au-delà, l'étirage de la tôle modifie la pente des indentations et la relation n'est plus valable. Ces courbes de pression de contact et de pression hydrostatique ont été tracées pour le cas C1 (MPHDL) sur la figure 2.13. Celle-ci permet de déterminer la pression hydrodynamique nécessaire pour provoquer un écoulement à l'arrière de la poche.

Bech calcule l'augmentation de la pression hydrodynamique dans le convergent à l'arrière de la poche de lubrifiant (cfr. figure 2.14) en intégrant de manière numérique l'équation de Reynolds

$$\frac{dp_b}{dx} = 6\eta u \frac{h(x) - h_m}{h_m^3} \quad (2.6)$$

où

- $u$  est la vitesse relative entre la poche et l'outil
- $h_m$  est l'épaisseur de lubrifiant sur les plateaux
- $h$  est la loi d'évolution de l'épaisseur du film de lubrifiant à l'arrière de la poche

Lors de l'intégration de l'équation, Bech prend en compte la dépendance de la viscosité à la pression via la loi de Barus :

$$\eta = \eta_0 \exp(\gamma_l p) \quad (2.7)$$

Pour pouvoir intégrer cette équation, il faut connaître a priori l'évolution de l'épaisseur du film de lubrifiant  $h(x)$ . Bech a fait l'hypothèse d'une épaisseur du film de lubrifiant  $h_m = 0.1 \mu m$  sur les plateaux. La pente des aspérités est de  $10^\circ$ . La jonction entre la pente et le plateau est effectuée au moyen d'un congé de raccordement de  $80 \mu m$  de rayon. L'épaisseur de film utilisée par Bech est représentée sur la figure 2.14 b.

Le profil de pression obtenu dans ce cas est représenté sur la partie droite de la figure 2.14. Celui-ci a été obtenu avec les paramètres suivants : une viscosité initiale  $\eta_0 = 0.3 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , un coefficient de piézoviscosité  $\gamma_l = 2.1 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ , une pression hydrostatique de  $230 \text{ MPa}$  et une vitesse de la paroi supérieure de  $u = 0.5 \text{ mm/s}$ .

Ce résultat montre qu'une pression hydrodynamique, suffisante pour permettre au lubrifiant de s'échapper de la poche, peut être générée à basse vitesse. Cette augmentation a lieu sur une très courte distance :  $10 \mu m$  ce qui est très petit par rapport à la dimension de la poche de  $1 \text{ mm}$ .

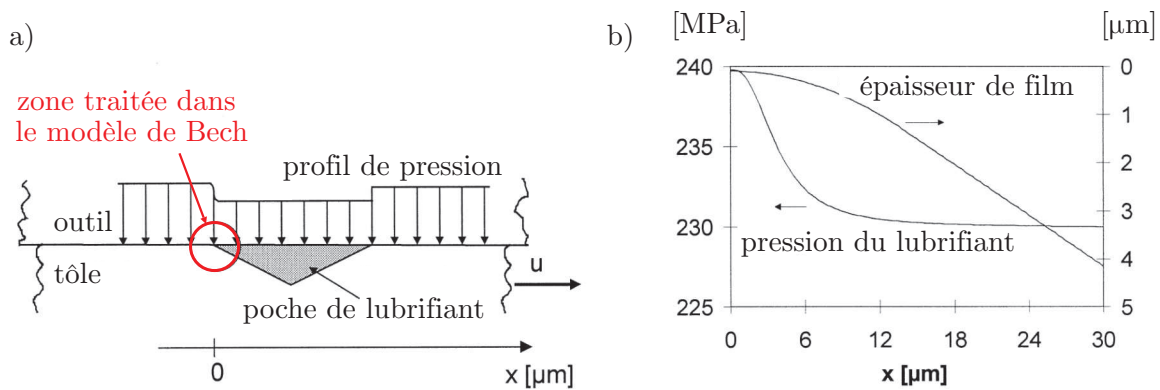


FIGURE 2.14 – a) Géométrie considérée par Bech dans son modèle. b) Profil de pression hydrodynamique calculée par Bech dans le convergent à l'arrière de la poche [9].

Dans le cas C1, l'écart entre la pression hydrostatique et la pression de contact est de 15 MPa (cfr. figure 2.13). Pour générer une pression hydrodynamique de 15 MPa lorsque la pression hydrostatique au sein de la poche est de 250 MPa, Bech obtient une épaisseur de film sur les plateaux  $h_m = 0.4 \mu\text{m}$ . Le ratio entre cette épaisseur de film et la rugosité de la tôle  $R_a = 0.05 \mu\text{m}$  montre clairement que les plateaux de la tôle ne sont plus en régime limite ce qui aura une influence notable sur le frottement à cet endroit.

### 2.2.2.3 Influence du volume et de la pente des indentations

Sorensen [90] a étudié l'effet du volume des poches de lubrifiant, de leur forme et de la pente des indentations sur les phénomènes de MPHDL et MPHSL. Pour ce faire, il a utilisé le même dispositif expérimental que Bech [9]. Les indentations macroscopiques ont été réalisées à la surface d'une tôle d'aluminium de 2 mm d'épaisseur et ont une forme pyramidale. L'aire de la base de la pyramide vaut approximativement 1x1 mm. Ils ont utilisé trois types d'indentation de pentes différentes afin de quantifier l'influence du volume de la poche. Celles-ci sont notées  $V_1$ ,  $V_2$  et  $V_3$  ce qui correspond à des volumes faible, moyen et grand. Il a fait de même avec des poches circulaires à fond plat obtenues à l'aide d'un laser à excimère.

Sorensen a commencé par étudier le mécanisme MPHSL. Afin de favoriser l'apparition de ce d'écoulement, il a augmenté le frottement entre l'outil et la paroi inférieure de la tôle. Ceci permet en effet d'augmenter le gradient du profil de pression dans la zone de contact. De plus, les poches circulaires à fond plat ont été utilisées. Dans ce cas, l'inclinaison des parois latérales est supérieure à  $15^\circ$ . Ceci permet d'éviter l'apparition du MPHDL.

La figure 2.15 représente la forme des poches déformées après apparition du MPHSL. Les poches  $V_1$ ,  $V_2$  et  $V_3$  ont des volumes croissants ( $0.012$ ,  $0.025$  et  $0.035 \text{ mm}^3$ ). On constate que la quantité d'huile qui s'échappe des poches est d'autant plus élevée que le volume initial de la poche est important. Sorensen constate également que le MPHSL intervient à partir d'un taux de réduction de 16% quel que soit le volume initial de la poche. Ceci indique que la pression hydrostatique au sein des poches est indépendante du volume initial.



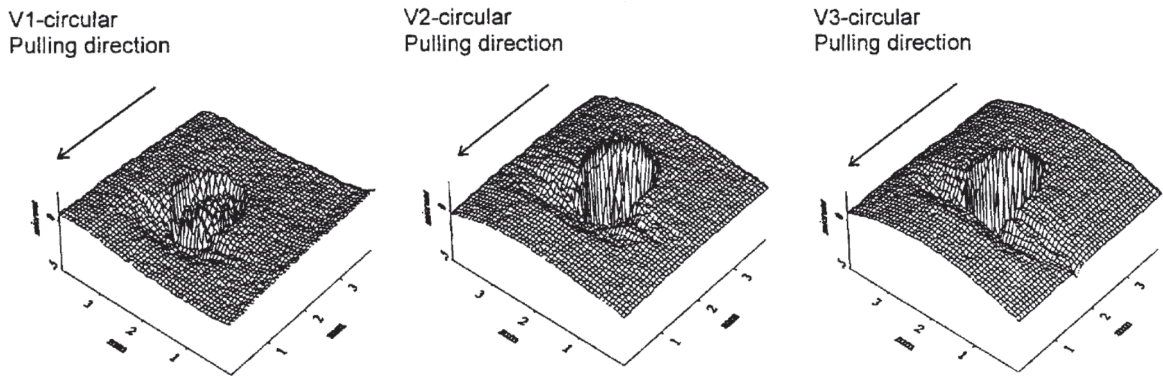


FIGURE 2.15 – Forme des poches circulaires après l'apparition du MPHSL [90]. La quantité d'huile qui s'échappe des poches est fonction de leur volume initial ( $V_1 = 0.012 \text{ mm}^3$ ,  $V_2 = 0.025 \text{ mm}^3$  et  $V_3 = 0.035 \text{ mm}^3$ ). Plus celui-ci est élevé, plus les traces laissées par le lubrifiant à l'avant des poches sont étendues.

Sorensen a ensuite, analysé le mécanisme MPHDL. Dans ce cas, il a utilisé une huile de plus grande viscosité ( $\eta = 475 \text{ cSt}$ ) afin de favoriser l'apparition de ce phénomène. De plus, il a utilisé deux types de géométrie : des indentations ayant une forme de pyramide tronquée (*flat-bottomed pyramidal*) et des poches pyramidales (*pyramidal*). La pente de ces indentations est comprise entre  $3.6^\circ$  et  $15^\circ$  suivant les géométries utilisées. Lors de ces essais, Sorensen a pu observer que plus la pente des indentations est faible, plus la quantité de lubrifiant qui s'échappe des poches est importante (cfr. figure 2.16). De plus, le MPHDL débute pour un taux de réduction plus faible (cfr. figure 2.17). La forme des poches (pyramidales ou pyramide tronquée) affecte peu le phénomène : le taux de réduction à partir duquel le mécanisme apparaît est identique pour les deux types de géométrie. Il en va de même pour la longueur de la zone influencée par la remontée de lubrifiant.

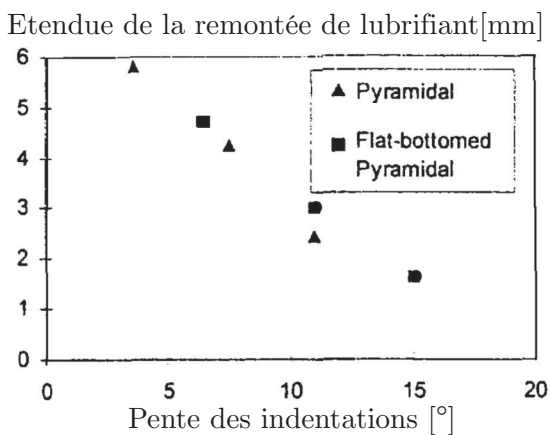


FIGURE 2.16 – Étendue de la remontée de lubrifiant en fonction de la pente des indentations [90].

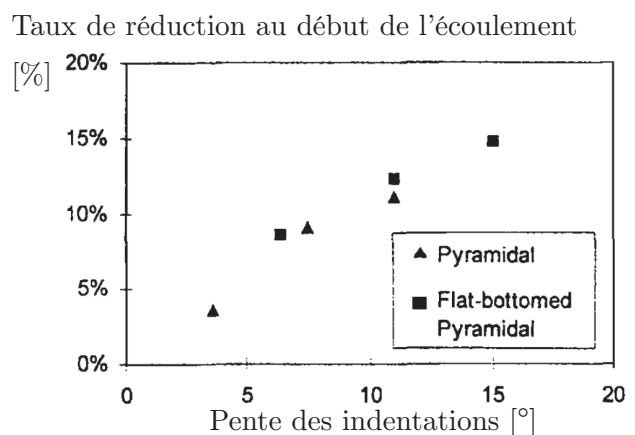


FIGURE 2.17 – Taux de réduction atteint au début de l'écoulement du lubrifiant sur les plateaux en fonction de la pente des indentations [90].

Sorensen a ensuite utilisé le modèle mathématique établi par Bech[9] qui permet d'intégrer l'équation de Reynolds (cfr. équation 2.6) sur la géométrie initiale des poches. Sorensen a fait l'hypothèse que l'épaisseur du film sur les plateaux correspondait à la rugosité arithmétique  $R_a$  de la tôle.

La pression d'interface entre la tôle et l'outil a été calculée à l'aide de la méthode des tranches. La pression du lubrifiant a été estimée en mesurant la variation de l'aire de la base de la poche comme cela a été expliqué précédemment. Ayant déterminé expérimentalement le taux de réduction à partir duquel le MPHDL apparaît, Sorensen déduit la pression hydrodynamique nécessaire au fluide pour s'échapper. La valeur du rayon du congé de raccordement a été ajustée sur le point de fonctionnement correspondant à une indentation ayant une pente de  $3.6^\circ$ . Dans ce cas, on constate sur la figure 2.18 que la pression hydrodynamique nécessaire pour combler l'écart entre la pression hydrostatique, notée  $p_{h-s}$ , et la pression de contact solide-solide notée,  $p_a$ , est de 50 MPa. Pour retrouver cette valeur avec le modèle numérique une congé de raccordement  $R = 20 \mu m$  est nécessaire. L'épaisseur du film de lubrifiant  $h_m$  est supposée égale à la rugosité  $R_a$  mesurée sur la tôle avant étirage est la pression hydrostatique, déterminée sur base des mesures expérimentales, est de  $p_{h-s} = 218 \text{ MPa}$ .

Il a ensuite conservé ces paramètres constants ( $p_{h-s} = 218 \text{ MPa} - h_m = 0.32 \mu m - R = 20 \mu m$ ) et a comparé les résultats numériques aux résultats expérimentaux en termes de taux de réduction à partir duquel apparaît le phénomène. La figure 2.19 montre un bon accord entre les mesures et les calculs numériques.

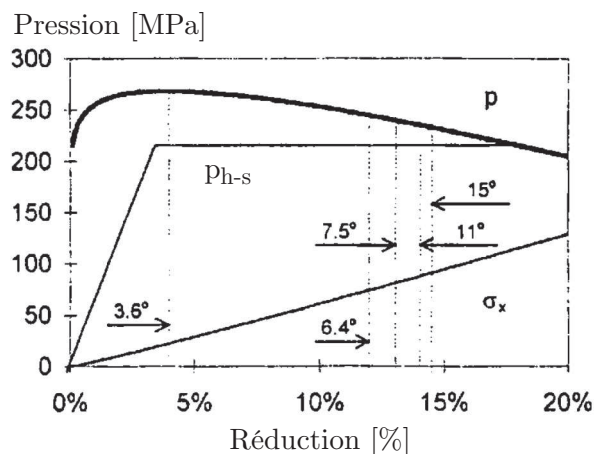


FIGURE 2.18 – Pression de contact solide-solide  $p_a$  et pression hydrostatique au sein du lubrifiant  $p_{h-s}$  pour un des points de fonctionnement traité par Sorensen [90]. Le début du MPHDL observé pour des poches de lubrifiant de pente différentes est représenté au moyen de flèches horizontales.

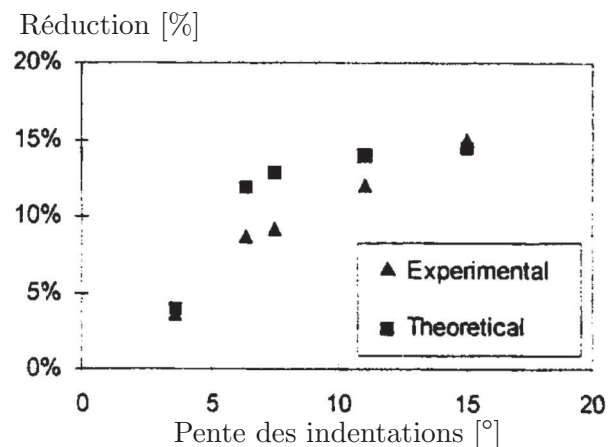


FIGURE 2.19 – Taux de réduction correspondant au début de l'écoulement MPHDL en fonction de la pente des indentations. Comparaison des résultats obtenus avec l'intégration numérique de l'équation de Reynolds (Theoretical) aux résultats expérimentaux [90].

Sorensen a également observé une augmentation de la rugosité, et donc de l'épaisseur de film, lorsque les poches sont suffisamment proches les unes des autres (distance = 2, 4 et 6 mm) pour qu'elles interfèrent (cfr. figure 2.20).

De plus, plus le phénomène apparaît tôt dans la zone de contact, plus la longueur des traces laissées par le lubrifiant sur les plateaux est importante (cfr. figure 2.21).

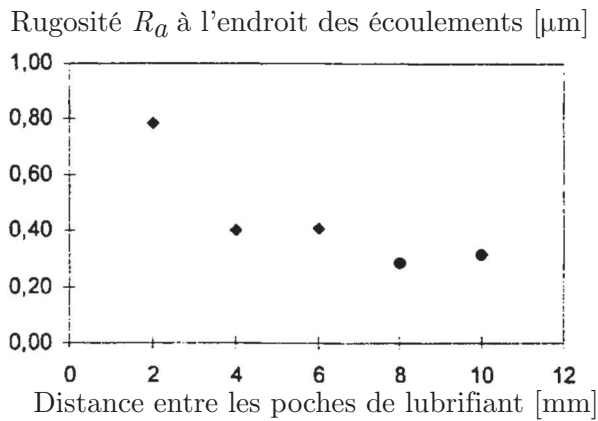


FIGURE 2.20 – Rugosité  $R_a$ , mesurée sur la tôle à l'endroit des écoulements, en fonction de la distance entre les poches de lubrifiant [90].

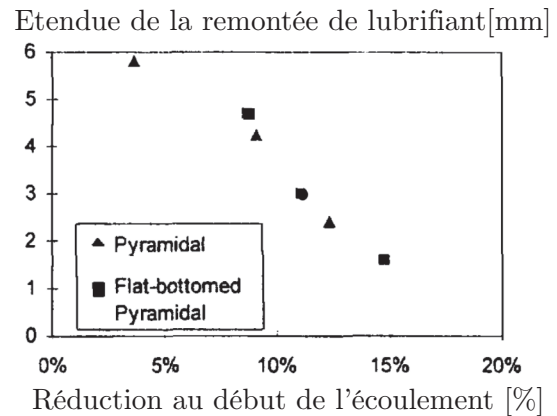


FIGURE 2.21 – Étendue de la remontée de lubrifiant en fonction du taux de réduction d'épaisseur atteint au moment du début de l'écoulement [90].

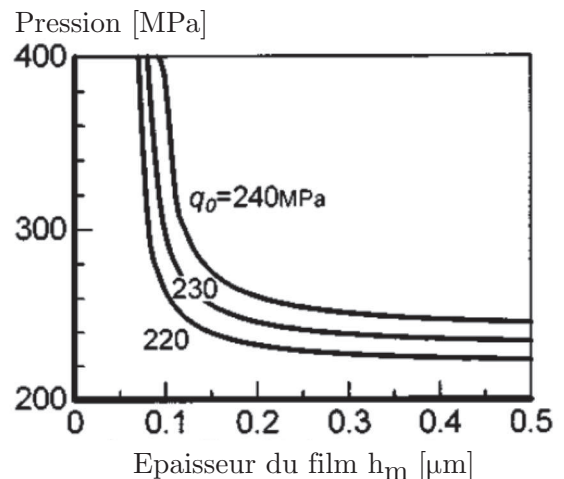
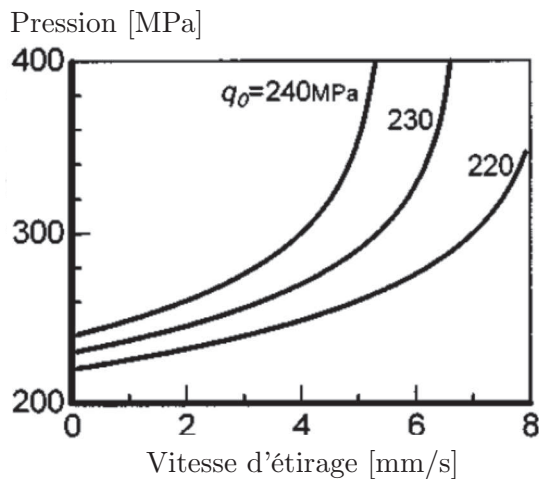
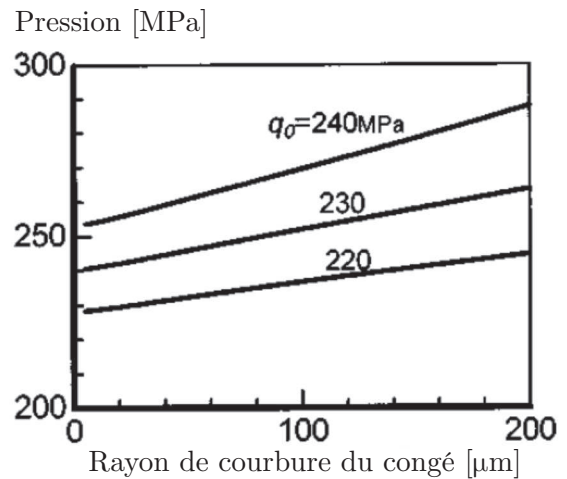
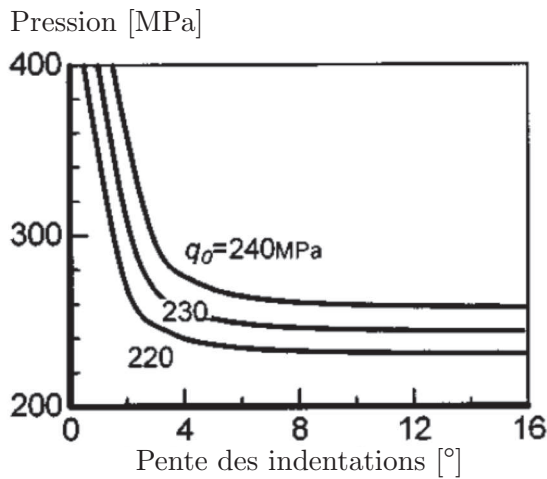


FIGURE 2.22 – Pression au niveau du film de lubrifiant, d'épaisseur  $h_m$ , situé dans le prolongement du convergent à l'arrière de la poche. Cette pression (hydrostatique + dynamique) a été calculée à l'aide de l'intégration numérique de l'équation de Reynolds proposée par Bech [9], en fonction de différents paramètres du procédé (pente des indentations, rayon de courbure du congé de raccordement, vitesse d'étirage et épaisseur du film) pour trois valeurs de pression hydrostatique  $q_0$  : 220, 230 et 240 MPa [87].

#### 2.2.2.4 Influence du rayon de courbure du congé de raccordement entre la poche et les plateaux

Shimizu [87] a utilisé le modèle numérique développé par Bech [9] pour quantifier l'influence de différents paramètres tels que la pente des indentations, le rayon de courbure, la vitesse d'étirage, et l'épaisseur du film sur les plateaux. Les courbes obtenues sont représentées sur la figure 2.22. Bien que l'effet du rayon de courbure soit plus faible que celui d'un changement de pente des indentations ou d'un changement de vitesse à la paroi supérieure, on constate que l'augmentation du rayon de courbure induit une augmentation de pression dynamique sur les plateaux.

Shimizu a ensuite étudié expérimentalement l'influence du rayon du congé de raccordement entre les poches et les plateaux. Pour ce faire, il a effectué des essais d'étirage plan sur des tôles d'aluminium de 2 mm d'épaisseur. Il a utilisé des poches pyramidales. Celles-ci ont été obtenues par indentation. Les bourrelets autour de la poche résultant de l'indentation ont été éliminés par polissage. Cette opération a également permis de rendre la rugosité arithmétique de la tôle inférieure à  $0.15 \mu m$ . Trois géométries ont été utilisées. L'inclinaison des bords latéraux des poches est de  $3^\circ$ ,  $7^\circ$  et  $11^\circ$ . Différentes valeurs de rayon de courbure, allant de  $260 \mu m$  à  $75 \mu m$ , ont été obtenues par électropolissage.

Au cours des expériences, Shimizu a observé un écoulement à l'arrière des poches (MPHDL) dans tous les cas de figure. Par contre, l'écoulement vers l'avant (MPHSL) intervient uniquement lorsque les poches n'ont pas subi d'électropolissage (cfr. figure 2.23). Dans ce cas, l'écoulement vers l'avant et vers l'arrière de la poche apparaît simultanément. Il constate que l'écoulement à l'arrière de la poche est plus important lorsque les indentations ont été polies : la longueur de l'écoulement augmente avec la valeur du rayon du congé de raccordement (cfr. figure 2.24). Sur cette figure, il constate également un écoulement plus marqué pour les poches de faible volume (notées S) qui ont une pente de  $3^\circ$  contre  $7^\circ$  et  $11^\circ$  pour les poches M et L. Ceci confirme les résultats théoriques obtenus avec l'équation de Reynolds (cfr. figure 2.22).

La figure 2.25 montre le taux de réduction à partir duquel le MPHDL apparaît en fonction du rayon de courbure du congé de raccordement. Pour les poches de grand volume notées L (i.e. pente des indentations élevée), plus le rayon de courbure est grand plus le MPHDL débute pour un taux de réduction faible. Par contre pour les poches de lubrifiant de faible volume (notées S) le taux de réduction est indépendant du rayon de courbure. Shimizu [87] interprète ces résultats de la manière suivante : pour les poches S, l'augmentation de la pression hydrodynamique commence sur les parois latérales de la poche en raison de leur faible inclinaison. Le rayon de courbure a donc peu d'influence. Pour les poches de plus grand volume, en raison de la pente plus importante des parois de la poche, l'augmentation de la pression dynamique intervient plus tard et donc à proximité du rayon de courbure qui a dès lors une influence visible sur les résultats expérimentaux.

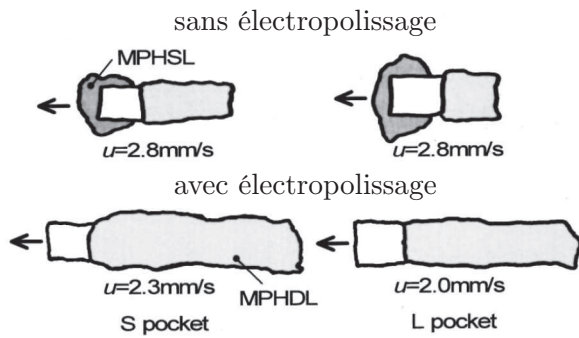


FIGURE 2.23 – Étendue des remontées de lubrifiant sur les plateaux pour des poches de volume différent avec et sans électropolissage. Ces poches pyramidales ont une base carrée de  $750 \mu\text{m}$ . Les indentations notées S ont une pente de  $3^\circ$  tandis que les poches L ont une pente de  $11^\circ$  [87].

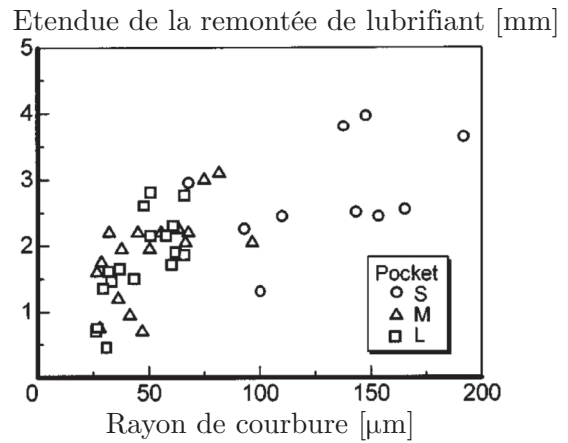


FIGURE 2.24 – Étendue de la remontée de lubrifiant en fonction du rayon de courbure pour des poches de volume différent S – M – L. Les indentations notées M ont une pente de  $7^\circ$  et une base carrée de  $750 \mu\text{m}$  de côté [87].

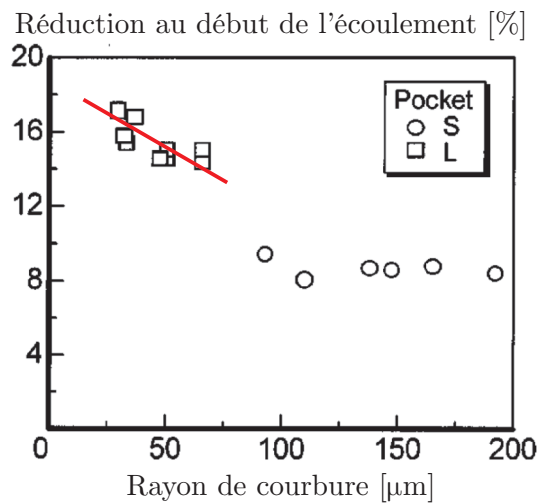


FIGURE 2.25 – Relation entre le taux de réduction d'épaisseur atteint du début de l'écoulement et le rayon de courbure des congés de raccordement pour des poches de type S (base carrée de  $750 \mu\text{m}$  – pente  $3^\circ$ ) ou L (base carrée de  $750 \mu\text{m}$  – pente de  $11^\circ$ ).

### 2.2.3 Micro-hydrodynamisme à l'échelle des aspérités de la tôle

Azushima [4] a étudié l'influence de la pression moyenne de contact sur le coefficient de frottement. Pour ce faire, il a développé un dispositif expérimental (cfr. figure 2.26 a) permettant d'effectuer des mesures dans une large gamme de pression de contact :  $p_m$  allant de 8 à 130 MPa. Dans ces expériences, une tôle d'aluminium est étirée au travers d'un outil constitué de deux parties : la partie inférieure est en acier tandis que la pièce supérieure est réalisée en verre transparent. Un microscope est placé au dessus de la pièce en verre. Celui-ci permet d'observer l'écrasement des aspérités, en présence de lubrifiant à la surface de la tôle, au cours de l'étirage. Les courbes de coefficient de frottement en fonction de la pression sont représentées sur la figure 2.26 b. Sur celle-ci, on constate que le coefficient de frottement diminue au-delà d'une pression  $p_m$  de 40 MPa.

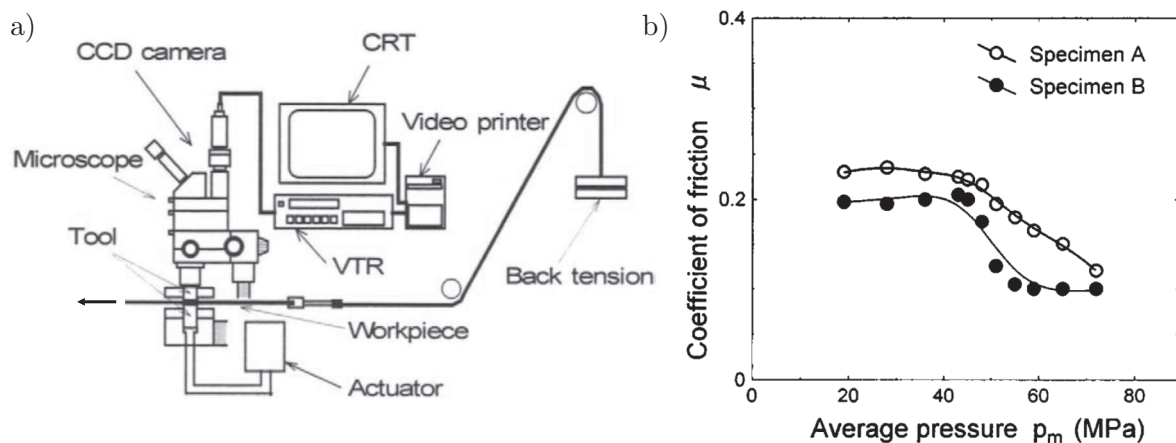


FIGURE 2.26 – a) Représentation schématique de l'appareil utilisé par Azushima pour mesurer le coefficient de frottement et visualiser les phénomènes apparaissant à la surface de la tôle [4]. b) Coefficient de frottement en fonction de la pression moyenne de contact  $p_m$ . Les courbes A et B ont été obtenues avec des tôles d'aluminium A1100 ayant des rugosités différentes [4].

Une série de photos prises pour différentes valeurs de pression moyenne  $p_m$  est représentée sur la figure 2.27. Sur ces photos la partie brillante représente les zones de contact entre la paroi de verre de l'outil et la tôle d'aluminium. Les portions plus sombres représentent le lubrifiant entre l'outil et la tôle. Entre 19 et 36 MPa, la proportion des zones de contact solide-solide augmente. Le lubrifiant peut s'écouler librement dans les canaux présents entre les contacts solide-solide. Entre, 45 et 59 MPa, le lubrifiant est pris au piège dans des poches hydrostatiques isolées les unes des autres. Lorsque la pression  $p_m$  atteint 72 MPa, on constate que les zones de contact solide-solide deviennent plus sombres. Azushima explique ce phénomène par une augmentation de rugosité locale due à l'écoulement du lubrifiant sur les plateaux.

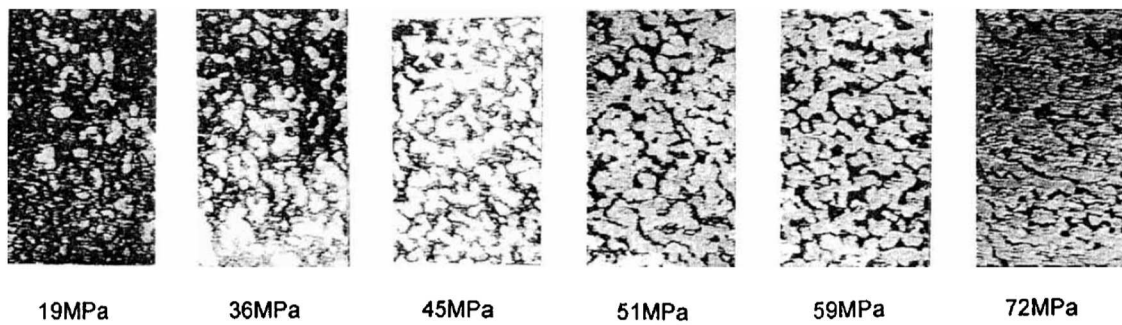


FIGURE 2.27 – Photos de la zone de contact prises au travers d'un microscope pour différentes pressions moyennes de contact  $p_m$ . Les zones brillantes correspondent aux zones de contact solide-solide. Pour une pression  $p_m = 72$  MPa, la zone de contact solide-solide devient plus sombre signe de la présence d'une augmentation locale de la rugosité suite à l'écoulement du lubrifiant qui s'échappe des poches hydrostatiques [4].

Ces résultats indiquent que les poches hydrostatiques constituent une réserve de lubrifiant fort utile lorsque les conditions de contact deviennent plus sévères. En effet, différentes recherches sur le micro-hydrodynamisme indiquent que le lubrifiant peut s'infiltrer entre les zones de contact et ainsi réduire le frottement. Lo et Horng [63] ont effectué des expériences dans le but de mieux comprendre ce phénomène. Pour ce faire, ils ont étudié un test de compression glissement. Le dispositif est représenté sur la figure 2.28. Au cours des tests, une tôle est mise en contact avec un outil fixe. Une charge verticale constante est appliquée sur le système et un déplacement horizontal est imposé sur la tôle. L'outil est ensuite retiré et des analyses de l'état de la surface de la tôle sont effectuées : le volume moyen des creux qui ont servi de poche hydrostatique est mesuré pour différentes vitesses et distances de glissement. Ces mesures indiquent que la quantité d'huile qui s'échappe des poches augmente avec la vitesse et la distance de glissement (cfr. figure 2.29). Ils ont également constaté que les poches se déformaient suivant un mode centripète (cfr. figure 2.30) : la distance moyenne entre le sommet et le creux des poches étant pratiquement constante (cfr. figure 2.31) pour les différentes conditions testées alors que le volume des poches varie (cfr. figure 2.29).

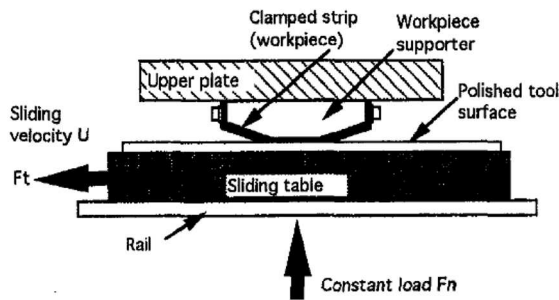


FIGURE 2.28 – Schéma de principe du système de compression glissement utilisé par Lo et Hornig [63]

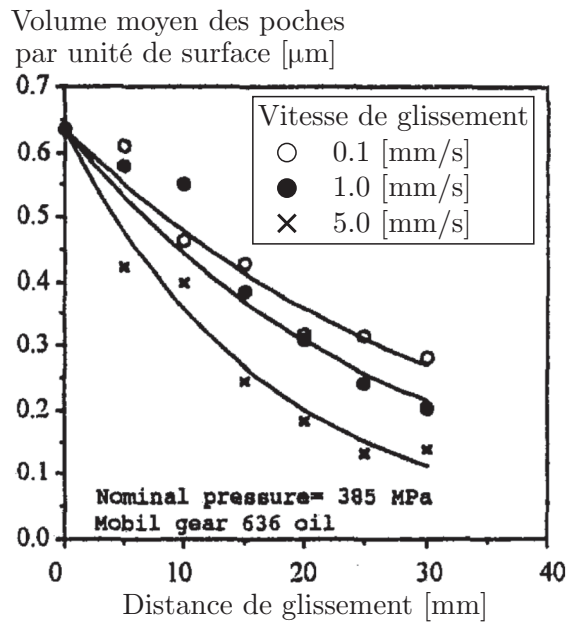


FIGURE 2.29 – Volume moyen des poches de lubrifiant obtenu pour différentes vitesses et distances de glissement. Ces résultats ont été obtenus pour une pression moyenne de 385 MPa et une huile Mobil Gear 636 [63].

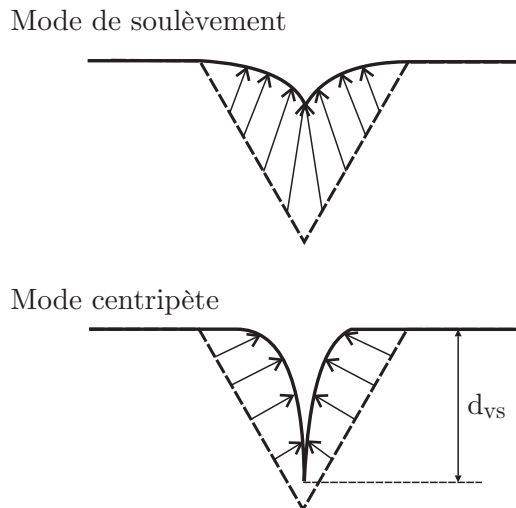


FIGURE 2.30 – Modes de déformation des poches de lubrifiant au cours du glissement. Dans leurs expériences, Lo et Hornig observent une modification de la forme des poches suivant le mode centripète. D'après Lo et Hornig [63].

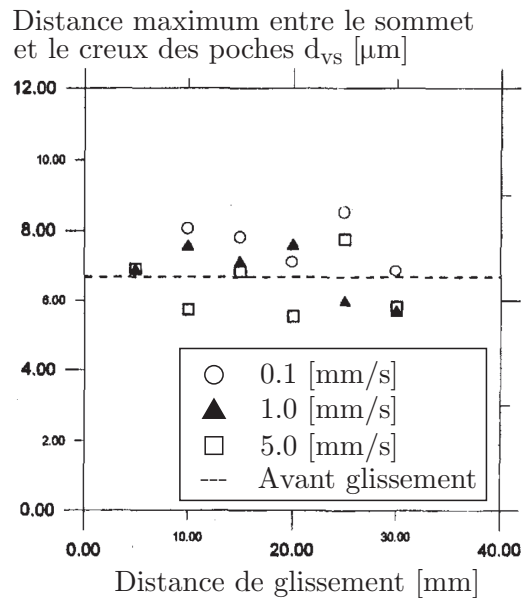


FIGURE 2.31 – Distance maximum entre le sommet et le creux des poches pour différentes conditions expérimentales [63].



## 2.2.4 Similarités entre le procédé d'étirage plan et le laminage à froid

Sutcliffe [2] a mis en évidence le micro-hydrodynamisme lors des procédés d'étirage plan et de laminage d'aciers inoxydables. En production industrielle, avant d'être laminés, ces aciers sont décapés et grenailés. Ces deux opérations engendrent des défauts en surface dont la géométrie ressemble à des cratères. Ces cratères (*shot-blast crater*) servent de réserve de lubrifiant bien utile lors des différentes passes de laminage. Cependant, ils doivent être éliminés au cours du procédé de manière à obtenir un état de surface optimal pour le produit fini.

Lors de son étude, Sutcliffe a tout d'abord étudié le comportement de cavités macroscopiques au cours du procédé d'étirage. Comme Azushima, Bech et Sorensen l'ont fait avant lui, il a observé un écoulement dans la direction d'étirage (cfr. figure 2.32). Il a ensuite réalisé des expériences au cours desquelles il analyse le comportement d'aspérités réelles, microscopiques.

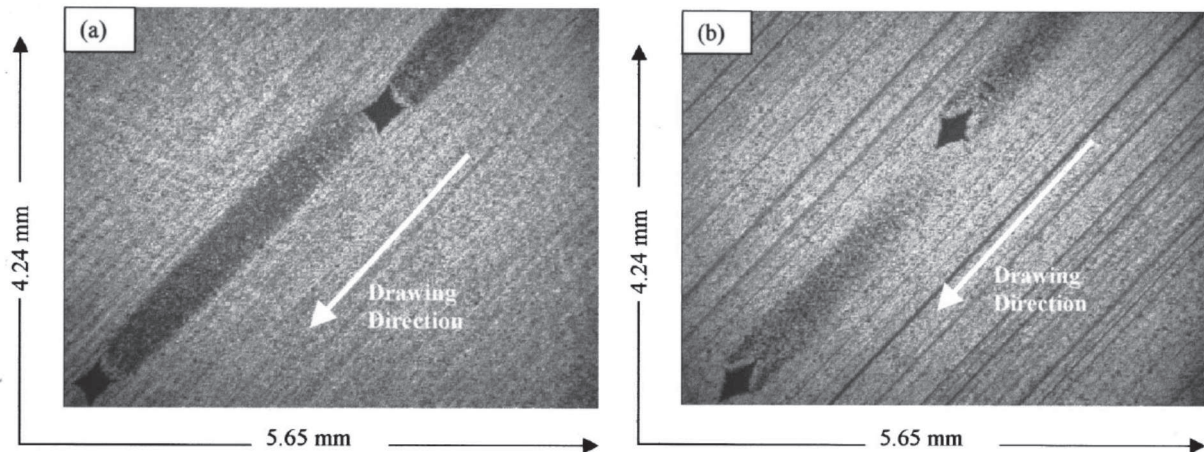


FIGURE 2.32 – Traces laissées par le lubrifiant lors de l'écoulement sur les plateaux (MPHDL) après une réduction d'épaisseur de 30%. Ces essais ont été réalisés sur des tôles en aciers inoxydables. Les poches macroscopiques ont été obtenues par indentation Vickers. Sur la figure a) le côté des poches est parallèle à la direction d'étirage alors que dans le cas de la figure b) c'est la diagonale qui est parallèle à la direction d'étirage [2].

La figure 2.33 représente deux états de surface obtenus, après une réduction de 30%, avec les procédés de laminage et d'étirage. À l'aide de photos de ce type, il a analysé la proportion de réserve de lubrifiant (en noir) par rapport à l'aire des plateaux (portions claires) après des essais réalisés pour différents taux de réduction. Il a obtenu les courbes représentées sur la figure 2.34.

Cette figure montre d'une part que la rugosité  $R_q$  et le *pit area*, à savoir la proportion des creux par rapport aux plateaux, diminuent lorsqu'on augmente le taux de réduction. D'autre part, les résultats obtenus après étirage sont très proches de ceux obtenus après laminage. Ces mesures ont été faites sur une partie de la tôle laminée au cours de la phase de décélération en fin de bobine. Ce phénomène intervient donc même lors des phases transitoires.

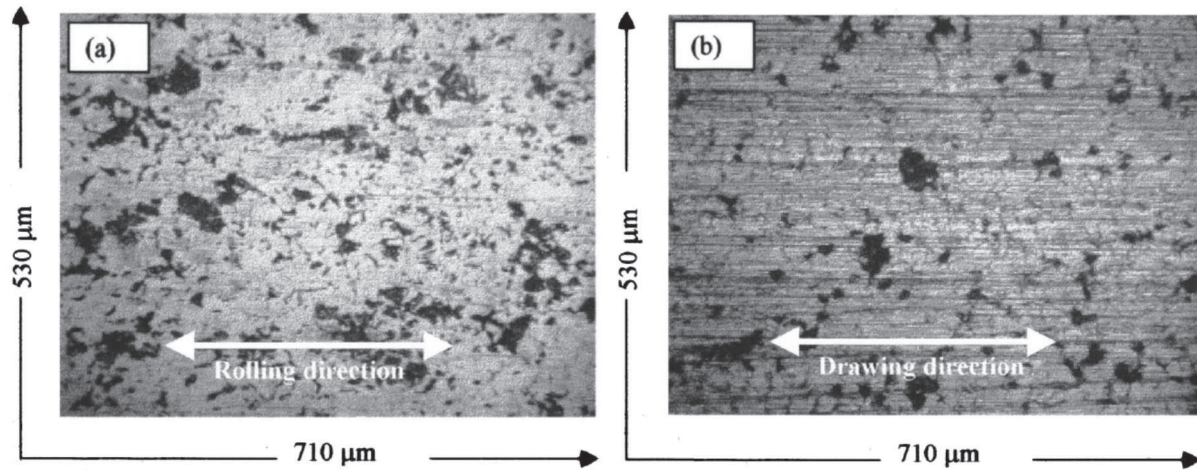


FIGURE 2.33 – Comparaison de l'état de surface d'une tôle en acier inoxydable après une réduction de 30 % obtenue en 3 passes. La figure a) correspond à un cas de laminage tandis que la figure b) correspond à un cas d'étirage. Les zones claires représentent les plateaux tandis que les zones plus sombres correspondent aux poches qui contenaient du lubrifiant [2].

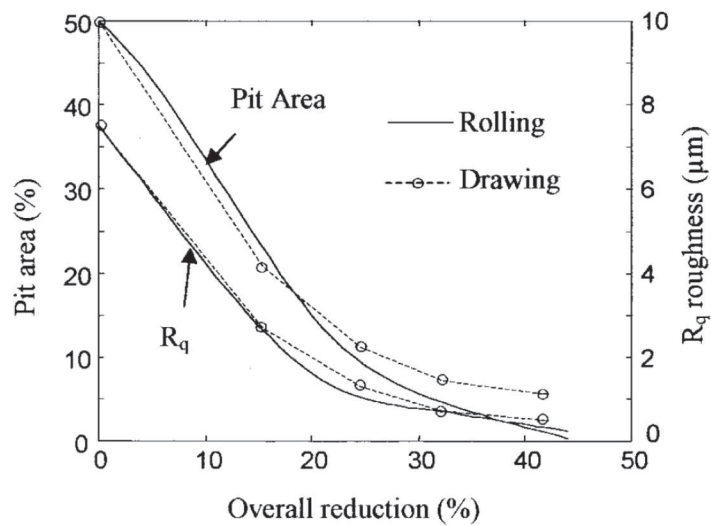


FIGURE 2.34 – Proportion de creux par rapport aux plateaux (pit area) et rugosité quadratique  $R_q$ , à l'échelle microscopique, pour différentes valeurs du taux de réduction en laminage à froid et en étirage plan [2].

## 2.3 Modèles numériques

Plusieurs outils numériques ont été développés pour modéliser le micro-hydrodynamisme. Ainsi, Lo et Wilson [62] ont développé des équations qui leur permettent de calculer l'épaisseur et la longueur du film d'huile qui s'échappe vers l'arrière des poches de lubrifiant lors du procédé d'étirage. Pour ce faire, ils considèrent la situation représentée sur la figure 2.35.

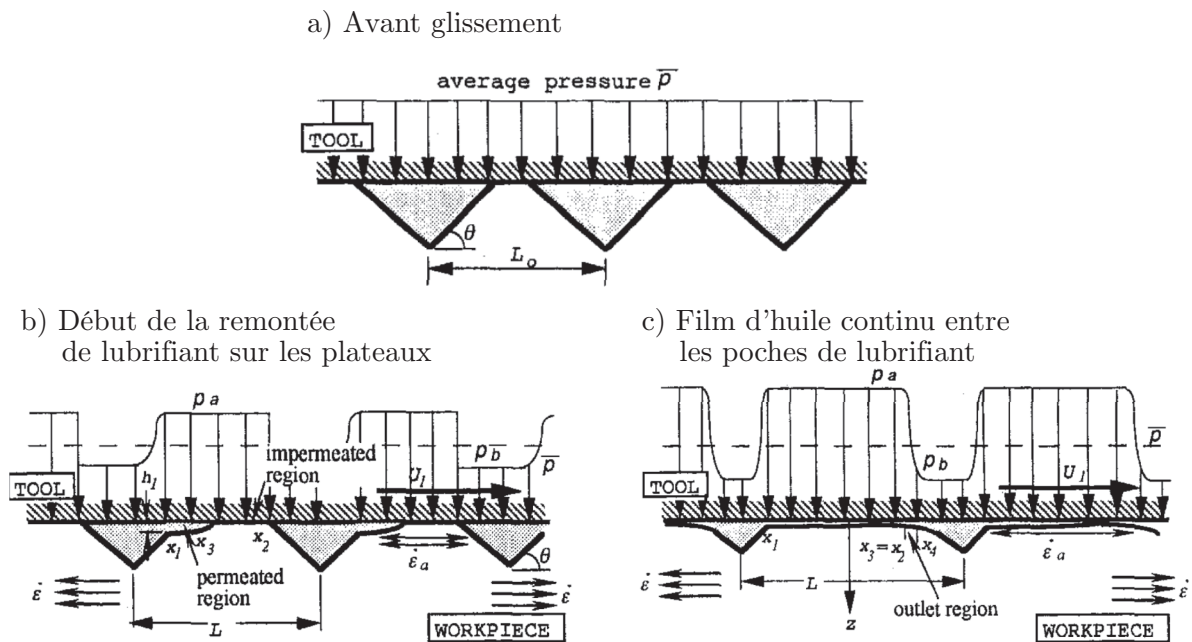


FIGURE 2.35 – Représentation schématique des mécanismes de remontée de lubrifiant sur les plateaux traités par Wilson dans son modèle numérique [62].

Initialement, le lubrifiant est piégé dans des poches hydrostatiques situées entre des aspérités triangulaires. La pression qui règne au sommet des aspérités et des poches de lubrifiants est uniforme [5]. Une fois que le glissement et l'étirage débutent, une faible quantité de lubrifiant s'échappe de la poche (cfr. figure 2.35 b). Ensuite, ce film de lubrifiant s'étend et peut, sous certaines conditions, atteindre la poche voisine. Dans ce cas, deux poches voisines sont alors reliées par un film d'huile continu.

Les équations du modèle ne seront pas détaillées ici. Mentionnons simplement le fait qu'elles ont été obtenues sur base de la conservation de la masse, de l'équation de Reynolds et du modèle d'écrasement d'aspérités de Wilson et Sheu [106].

Sutcliffe [61, 97] a modifié ce modèle et l'a ensuite utilisé pour traiter des cas de laminage et d'étirage plan d'aciers inoxydables. L'analyse réalisée ici par Sutcliffe permet de modéliser la diminution de volume de ces réserves d'huile suite au phénomène de micro-hydrodynamisme. Le but étant de déterminer les conditions les plus favorables à l'élimination de ces cratères.

Ces modèles sont basés sur des hypothèses assez restrictives :

1. l'outil est rigide et lisse
2. le matériau est rigide parfaitement plastique
3. la pente des aspérités est inchangée durant la déformation
4. le fluide est incompressible et isotherme
5. l'épaisseur du film fluide qui s'échappe sur les plateaux est faible comparativement à la profondeur des poches de lubrifiant

De plus, ces modèles ne permettent pas de déterminer le moment à partir duquel le micro-hydrodynamisme apparaît. Par exemple, dans le cas du modèle de Sutcliffe, l'épaisseur de film sur les plateaux est non nulle dès le départ comme le montre la figure 2.36. Celle-ci représente l'épaisseur de film sur les plateaux ainsi que le taux de contact obtenu avec leur modèle numérique appliqué à un cas d'étirage plan. Or, d'après les expériences d'Azushima et de Bech, les remontées de lubrifiant n'apparaissent pas dès l'entrée de la poche dans la zone de contact.

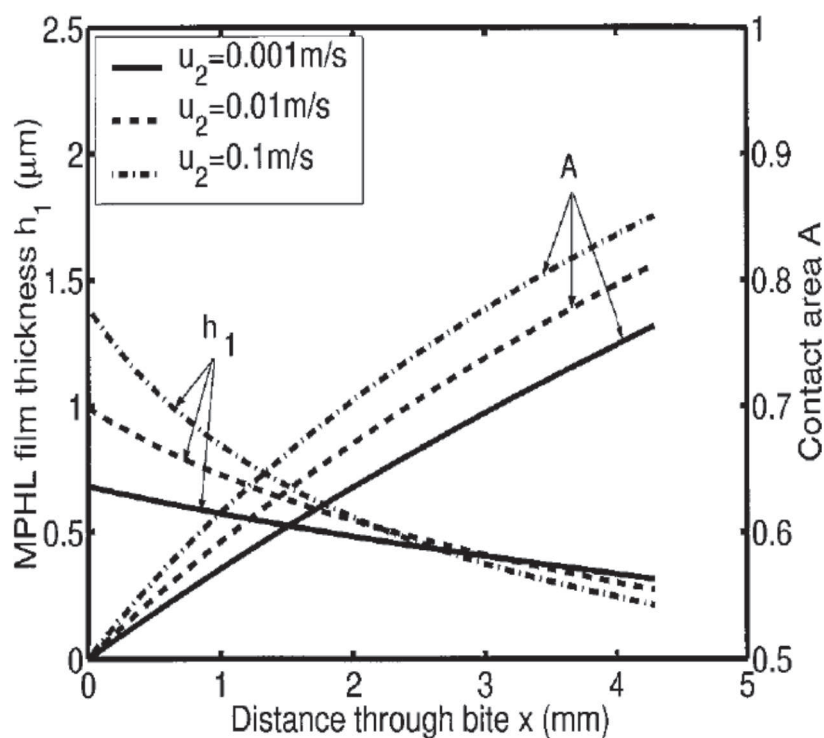


FIGURE 2.36 – Épaisseur du film de lubrifiant  $h_1$  et aire relative de contact  $A$  obtenues, lors de la modélisation du procédé d'étirage plan, à l'aide du modèle numérique de Sutcliffe. Aire relative de contact initiale est de 0.5 et la distance entre aspérités est de  $300 \mu\text{m}$  [97].

## 2.4 Modélisation par éléments finis

Comme on l'a vu dans la section précédente, quelques modèles numériques ont été développés dans le but de mieux comprendre le micro-hydrodynamisme. Cependant, ceux-ci présentent des limites fortes et ne sont pas réellement prédictifs. D'autres auteurs ont tenté de modéliser le phénomène à l'aide de la méthode des éléments finis. Cette méthode, beaucoup plus générale, permet de prendre facilement en compte l'érouissage du solide ou encore le changement de pente des poches au cours du process.

Deux auteurs ont développé une modélisation éléments finis du micro-hydrodynamisme. Il s'agit de Shimizu et al. [88], qui ont collaboré avec Bech, et de Dubois [29, 49] qui a noué des contacts avec le laboratoire dont Bech est issu, afin d'obtenir les données expérimentales nécessaires à sa modélisation.

### 2.4.1 Modélisation éléments finis de Shimizu et al. [88]

Shimizu a effectué des modélisations par éléments finis du procédé d'étrirage étudié par Bech [9] et Sorensen [90]. Dans celles-ci, il a simulé le comportement d'une poche de lubrifiant située à la surface de la tôle lors du passage entre les outils de contact. La géométrie 2D considérée est représentée sur la figure 2.37. La longueur initiale de la tôle est de 10 mm. La poche de lubrifiant est située sur le bord supérieur au centre du domaine et une vitesse horizontale de 2 mm/s est appliquée sur le bord droit de la tôle.

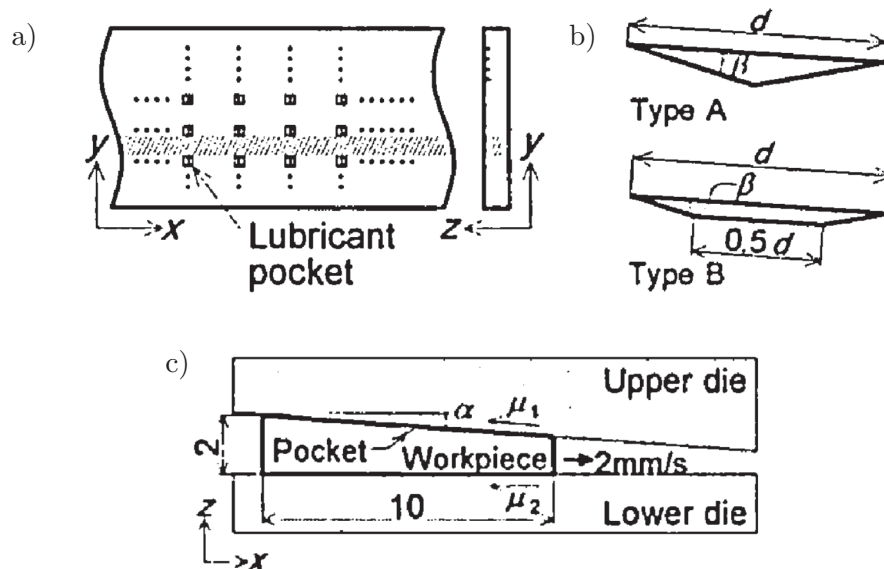


FIGURE 2.37 – Représentation schématique du test d'étrirage plan modélisé par Shimizu. La tôle est représentée sur la partie a) de la figure. La géométrie des poches utilisées dans le modèle est indiquée en b). La partie c) montre la géométrie utilisée dans la simulation numérique [88].

Ces simulations ont été effectuées au sein d'un logiciel non commercial. Celui-ci utilise une formulation rigide viscoplastique pour le matériau de base. Le lubrifiant est modélisé comme un fluide newtonien au moyen de la loi de Norton-Hoff. Celui-ci est incompressible. Cette condition est vérifiée à l'aide d'une méthode de pénalité. Les éléments utilisés pour discrétiser le fluide et le solide sont de type Q4/P1 : le déviateur des contraintes est calculé en 4 points de Gauss et la pression est calculée sur un point de Gauss central. De plus, le formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien, qui permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière, est utilisé de manière à éviter les distorsions de maille au sein du lubrifiant. Enfin, les outils inférieur et supérieur avec lesquels la tôle est en contact sont rigides.

Dans ses simulations, Shimizu procède en deux temps. Au cours de la première étape, il calcule les déformations de la tôle et de la poche de lubrifiant en faisant l'hypothèse que le matériau qui constitue la poche est identique à celui de la tôle, ce qui est équivalent à l'absence de poche. Ensuite, lors de la deuxième étape, les vitesses nodales obtenues à la fin de la première étape sur la frontière de la poche sont appliquées comme conditions aux limites sur les bords de la cavité dans le cas où celle-ci est remplie de lubrifiant.

Son modèle lui permet notamment de calculer la pression hydrostatique au sein du lubrifiant. Il a comparé cette grandeur à la pression de contact solide-solide à l'avant et à l'arrière de la poche. Ces courbes sont représentées sur la figure 2.38. Le taux de réduction en abscisse correspond à la réduction d'épaisseur à mi-largeur de la tôle. Sur cette figure, on constate que la pression hydrostatique augmente tout au long du passage de la poche dans la filière. De plus, la pression hydrostatique croise celle de la pression d'interface à l'avant de la poche pour un taux de réduction de 15 %. Cependant, aucune comparaison n'a été effectuée avec les résultats expérimentaux de l'équipe de Bech [9, 90] bien que ce dernier figure parmi les co-auteurs de l'article [88]. Cette comparaison aurait permis de valider le modèle.

Shimizu a également étudié l'influence de la forme des poches de lubrifiant. Il a constaté que

- la pression hydrostatique augmente lorsque la pente des indentations diminue ;
- pour un angle donné, la pression hydrostatique est peu influencée par le volume de la poche ;
- pour une pente des indentations donnée, la pression hydrostatique est plus importante dans le cas d'une indentation trapézoïdale que dans le cas d'une indentation triangulaire.

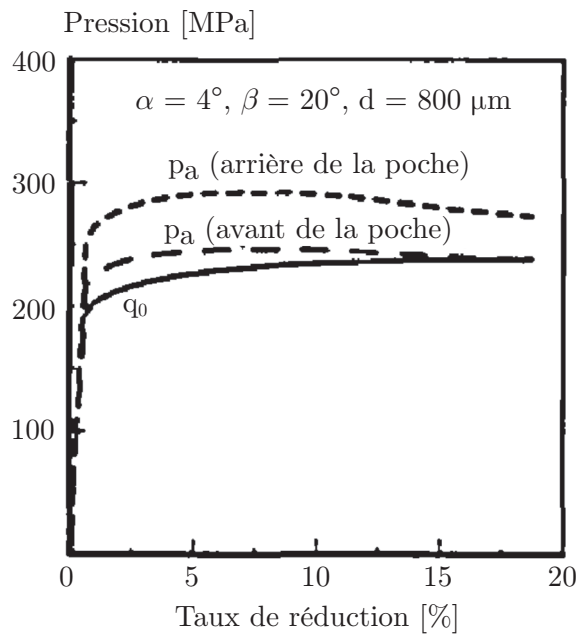


FIGURE 2.38 – Comparaison de la pression hydrostatique  $q_0$  au sein de la poche de lubrifiant à la pression de contact solide-solide  $p_a$  à l'avant et à l'arrière de la poche [88].

Ce modèle présente les limitations suivantes :

1. l'approche utilisée comprend deux étapes. Le fluide et le solide ne sont donc pas traités simultanément dans la simulation ;
2. le modèle ne prend pas en compte les effets hydrodynamiques. En effet, il n'y a pas de condition d'adhérence entre le fluide et la paroi. Il n'est donc pas possible de visualiser les remontées de lubrifiant à l'arrière de la poche (MPHDL) ;
3. les résultats numériques n'ont pas été comparés avec des résultats expérimentaux disponibles. Leur modèle numérique n'a donc pas été validé ;
4. ce modèle ne permet pas de visualiser les remontées du lubrifiant sur les plateaux ;
5. les conditions aux limites appliquées sur les bords verticaux ne sont pas représentatives du passage de la tôle dans la filière. En effet, une vitesse constante de 2 mm/s est appliquée sur le bord vertical droit de la tôle tout au long de la simulation. Or dans la réalité, la vitesse varie le long de la zone de contact ;
6. la modélisation ne prend pas en compte la distribution de déformation plastique équivalente dans la tôle, autour de la poche, due au procédé l'indentation utilisé pour créer les poches ;
7. le matériau de la tôle est modélisé à l'aide d'une loi rigide plastique.

## 2.4.2 Modélisation éléments finis de Dubois [29, 49]

Dubois [29, 49] a effectué des simulations similaires à celles de Shimizu en utilisant le logiciel commercial Abaqus. Il modélise le comportement de poches de lubrifiant, effectuées à la surface d'une tôle, au cours du procédé d'étirage. La géométrie et le maillage utilisés sont représentés sur les figures 2.39 et 2.40. Le lubrifiant est modélisé à l'aide d'éléments fluides hydrostatiques et la tôle a un comportement élastoplastique avec écrouissage.

La principale différence avec Shimizu [88] vient du fait que plusieurs cavités sont présentes au même moment dans la zone de contact. Dans les expériences effectuées pour calibrer le modèle, les indentations ont dû être rapprochées les unes des autres pour que l'expérience soit représentative de la modélisation.

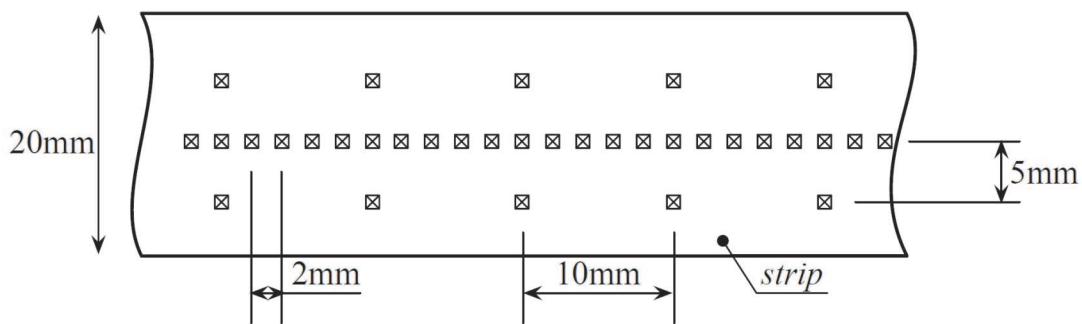


FIGURE 2.39 – Géométrie de la tôle utilisée par Dubois lors de leurs essais expérimentaux. L'épaisseur initiale de la tôle est de 2 mm. Trois rangées d'indentation ont été effectuées dans le sens de la longueur de la tôle. Les poches situées à proximité des bords latéraux sont espacées de 10 mm tandis que les indentations de la rangée centrale sont séparées par 2 mm. Ceci permet d'avoir plusieurs poches de lubrifiant au même moment dans l'emprise. Les cavités ont une base carré de 0.75 mm de côté [49].

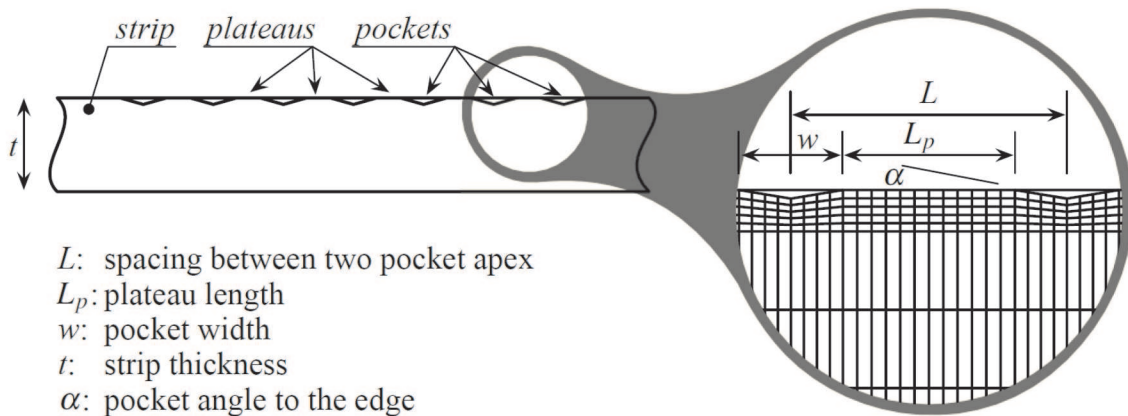


FIGURE 2.40 – Géométrie 2D considérée par Dubois dans son modèle éléments finis. La partie droite de la figure montre le maillage utilisé pour discrétiser la tôle [49].



Dans l'approche développée par Dubois, un pas de temps est constitué de deux étapes :

1. un calcul d'interaction fluide-structure
2. un calcul de l'échange de lubrifiant entre les poches voisines

Lors de la première étape du calcul, les déformations de la tôle engendrent des variations de volume des poches de lubrifiant. Celles-ci permettent de calculer la pression hydrostatique qui règne au sein de chacune des poches. Sur base de cette information, de la vitesse relative entre la tôle et l'outil ainsi que la distance séparant deux poches adjacentes, Dubois calcule un échange de lubrifiant entre les poches voisines (cfr. figure 2.41). Cet échange est déterminé sur base des relations suivantes :

$$\begin{cases} q_{i,1} = \frac{h^3}{12\eta} \frac{\Delta P_{i,1}}{\Delta X_{i,1}} + u_1 h \\ q_{i,2} = \frac{h^3}{12\eta} \frac{\Delta P_{i,2}}{\Delta X_{i,2}} - u_2 h \\ q_i = q_{i,1} + q_{i,2} \\ V_i^* = q_i \Delta t \end{cases} \quad (2.8)$$

où  $h$  est l'épaisseur du film de lubrifiant,  $u_1$  et  $u_2$  sont respectivement les vitesses moyennes entre l'outil et la partie supérieure de la tôle en amont et en aval de la poche d'indice  $i$ .  $\Delta P$  est la différence de pression entre les deux cavités voisines et  $\Delta X$  la longueur des plateaux. Le volume des poches de lubrifiant est mis à jour au cours de la deuxième étape.

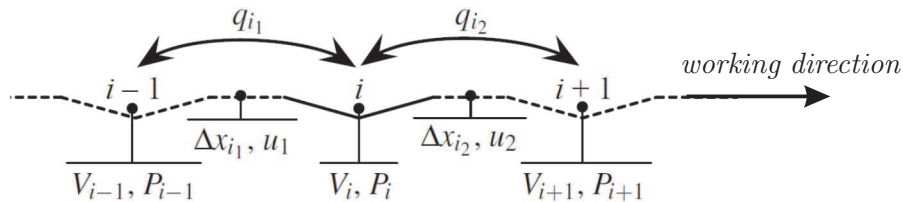


FIGURE 2.41 – Schéma de principe du calcul de l'échange de lubrifiant entre les poches voisines [49].

Pour calibrer le modèle, ils ont effectué différentes expériences (cfr. figure 2.42) en utilisant le dispositif expérimental mis au point par Bech [9] et ont mesuré la profondeur des poches après leur passage dans la filière.

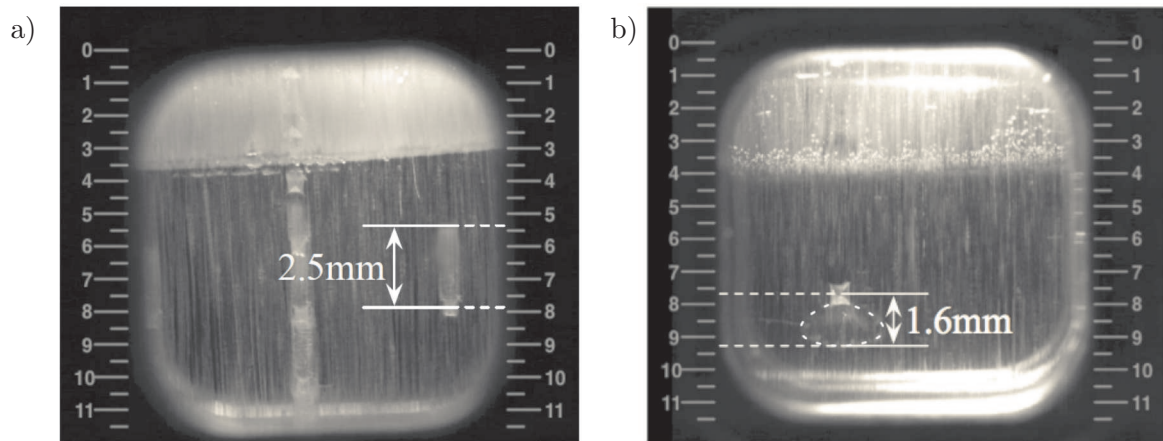


FIGURE 2.42 – Écoulements de type MPHDL (à gauche) et MPHSL (à droite) observés par Dubois lors de ses essais. Le sens d'étirage va du haut vers le bas [49].

Dans ce modèle, les poches de lubrifiant sont constamment reliées les unes aux autres par l'intermédiaire de tuyaux fictifs d'épaisseur  $h$ . La valeur utilisée dans ce modèle correspond à la rugosité combinée de la tôle et de l'outil supérieur en verre. Soit,  $h = 0.09 \mu\text{m}$  et  $h = 0.18 \mu\text{m}$  pour les deux points de fonctionnement étudiés (cfr. figures 2.43 et 2.44). La valeur du coefficient de frottement  $\mu$  entre la tôle et l'outil a été ajustée sur la valeur expérimentale de la force d'étirage.

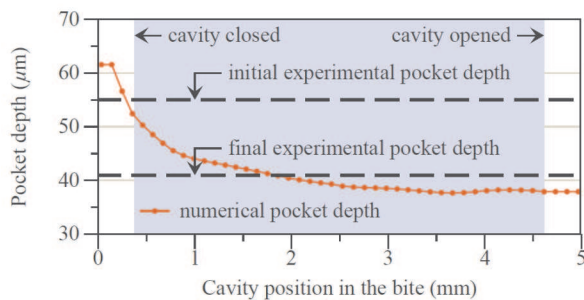


FIGURE 2.43 – Évolution de la profondeur d'une poche au cours du process. Comparaison des résultats numériques aux grandeurs expérimentales mesurées avant et après étirage. Cas 1 : Taux de réduction d'épaisseur de 12.5 % – vitesse d'étirage = 0.5 mm/s – viscosité  $\eta = 8.98 \cdot 10^{-3}$  Pa.s à 40°C –  $h = 0.09 \mu\text{m}$  –  $\mu = 0.22$  [49].

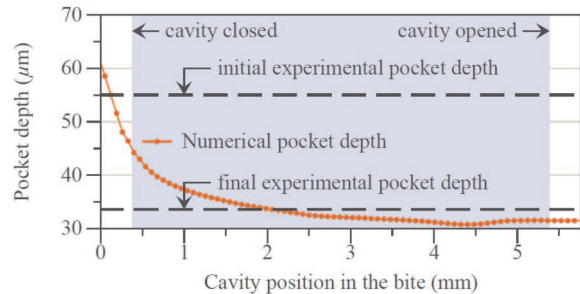


FIGURE 2.44 – Évolution de la profondeur d'une poche au cours du process. Comparaison des résultats numériques aux grandeurs expérimentales mesurées avant et après étirage. Cas 2 : Taux de réduction d'épaisseur de 15 % – vitesse d'étirage = 5 mm/s – viscosité  $\eta = 8.98 \cdot 10^{-3}$  Pa.s à 40°C –  $h = 0.18 \mu\text{m}$  –  $\mu = 0.17$  [49].

Comme les poches de lubrifiant sont en permanences reliées les unes aux autres par un tuyau d'épaisseur  $h$ , ce modèle ne permet pas de déterminer le moment à partir duquel le micro-hydrodynamisme apparaît. Cependant, il est possible de déterminer l'évolution de la profondeur d'une poche de lubrifiant lors du passage de la poche au travers de l'emprise. Les courbes résultats obtenues pour les deux cas traités dans l'article sont représentées sur les figures 2.43 et 2.44. Sur ces figures, on constate que le volume de la poche varie de manière importante dès l'entrée dans la zone de contact. En effet, cette poche est directement reliée à la poche amont qui est à pression atmosphérique. L'écoulement est donc important à ce moment. Ensuite, la variation de volume s'amenuise et atteint une valeur stable dans la deuxième moitié de la zone de contact. Les valeurs numériques obtenues en fin de simulation sont proches des valeurs expérimentales. Cependant, le volume initial des poches du modèle numérique est supérieur à la grandeur expérimentale correspondante.

Comme le modèle développé par Shimizu, le modèle mis au point par Dubois présente certaines limitations :

1. ce modèle ne fonctionne pas si les cavités ne communiquent pas entre elles. En effet, il est uniquement possible de modéliser des cas où le fluide quitte une poche pour alimenter une poche voisine. Or, dans la pratique, le micro-hydrodynamisme apparaît également lorsqu'il n'y a qu'une seule poche dans l'emprise (cfr. Bech [9]) ou lorsque celles-ci sont suffisamment éloignées les unes des autres (cfr. figure 2.42) ;
2. dans le modèle numérique, les poches sont reliées entre elles par des tuyaux d'épaisseur constante  $h$ . Or à notre connaissance, aucune mesure d'épaisseur de film d'huile n'a été réalisée au cours du process. Seules des mesures de rugosité, à l'endroit des remontées de lubrifiant, ont été effectuées sur la tôle après le passage de la tôle dans l'outil. Dès lors, rien n'indique que le film de lubrifiant qui s'échappe des poches est continu et que son épaisseur est constante ;
3. l'épaisseur de film de lubrifiant doit être déterminée a priori. C'est la valeur de la rugosité composite qui a été utilisée. Celle-ci étant déterminée à l'aide de mesures effectuées sur la tôle et l'outil ;
4. il n'est pas possible de déterminer la diminution de l'aire réelle de contact suite à la remontée du lubrifiant sur les plateaux ;
5. lorsque la poche  $P_i$  rentre dans la zone de contact, la poche  $P_{i-1}$  située en amont est à pression atmosphérique. La poche  $P_i$  va donc voir son volume diminuer de manière importante jusqu'à ce que  $P_{i-1}$  rentre dans la zone de contact. Il en va de même avec la sortie de  $P_i$  et la poche aval  $P_{i+1}$  ;
6. les phénomènes de remontées de lubrifiant ne sont pas générés par des augmentations locales de pression hydrodynamique (MPHDL) ou par une pression hydrostatique supérieure à la pression de contact (MPHSL). Ici, les écoulements sont dus à la présence des tuyaux qui lient les poches les unes aux autres.

## 2.5 Conclusions

Le concept de micro-hydrodynamisme a été proposé pour la première fois en 1982 suite à des tests de compression glissement. Ce phénomène a ensuite été observé par Azushima [4, 5] et Bech [8, 9] lors de tests d'étirage plan. Ils ont pu visualiser ces remontées de lubrifiant sur les plateaux au travers d'un outil transparent. Ce sont des poches pyramidales **macroscopiques** qui ont été utilisées dans ces essais.

Au cours de ses expériences, Bech a constaté que l'écoulement du lubrifiant à l'arrière de la poche était orienté dans la direction d'étirage. Par contre, les marques laissées par le lubrifiant à l'avant de la poche avaient une forme différente. Dans ce cas, le lubrifiant s'écoulait également dans la direction transverse. Le mouvement relatif a tendance à freiner l'écoulement du fluide. Le lubrifiant s'écoule donc comme s'il rencontrait un obstacle et s'échappe sur les côtés. Cette observation est intéressante dans la mesure où on suppose que des écoulements transverses interviennent lors du laminage à froid d'aciers durs par des cylindres rectifiés.

Les expériences d'étirage plan faisant intervenir des aspérités macroscopiques ont montré **l'existence d'un seuil en deçà duquel le micro-hydrodynamisme n'apparaît pas**. Ce seuil est influencé par différents paramètres tels que la pente de la cavité [90], le rayon de courbure du congé situé entre les flancs de la cavité et les plateaux [87, 88], etc.

Le micro-hydrodynamisme intervient également à l'échelle **microscopique**. Azushima l'a vérifié lors du procédé d'étirage en observant la surface supérieure de la tôle à l'aide d'un microscope, au travers d'un outil en verre. De même, en utilisant des tests de compression-glissement, Lo et Horng [63] ont observé une diminution du volume des cavités de la tôle en raison du micro-hydrodynamisme sans que la distance entre le fond des poches et les plateaux ne s'en trouve affectée. Ce mode de déformation n'est pas similaire à celui observé dans les essais d'étirage faisant intervenir des cavités macroscopiques. En effet, dans ce cas, les mesures de Dubois [29, 49] montrent une diminution de la profondeur des cavités. Cette différence est certainement due aux déformations plastiques de la tôle lors du procédé d'étirage qui sont absentes lors des tests de compression-glissement.

Les essais d'étirage et de laminage réalisés par Sutcliffe [2] sur de l'acier inoxydable montrent des tendances identiques : une diminution de la rugosité et de la proportion de creux (*pit area*) avec le taux de réduction signe que le lubrifiant s'échappe des cavités. Sutcliffe a réalisé ces mesures sur une portion de tôle laminée en fin de phase de ralentissement. Ces mesures nous indiquent donc que micro-hydrodynamisme est un phénomène important qui est également présent dans les phases transitoires.

Bien que l'existence de ces écoulements à l'échelle microscopique ne fasse plus guère de doutes, ce type d'écoulement n'est pas encore bien maîtrisé. Des modèles numériques permettraient de mieux comprendre les phénomènes favorisant l'apparition du micro-hydrodynamisme. Les modèles existant à l'heure actuelle ne sont pas prédictifs : ils ne sont pas à même de prédire le seuil à partir duquel les écoulements interviennent. Il y a donc clairement un manque à combler dans le domaine de la modélisation ce qui justifie les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse.

## Chapitre 3

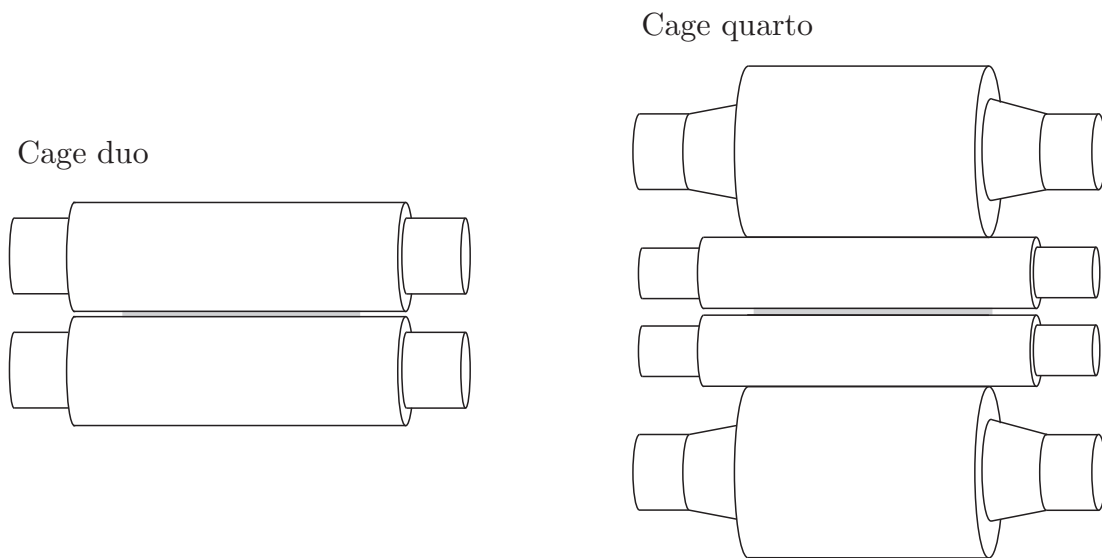
# Modélisation numérique du procédé de laminage à froid en régime mixte

### 3.1 Introduction

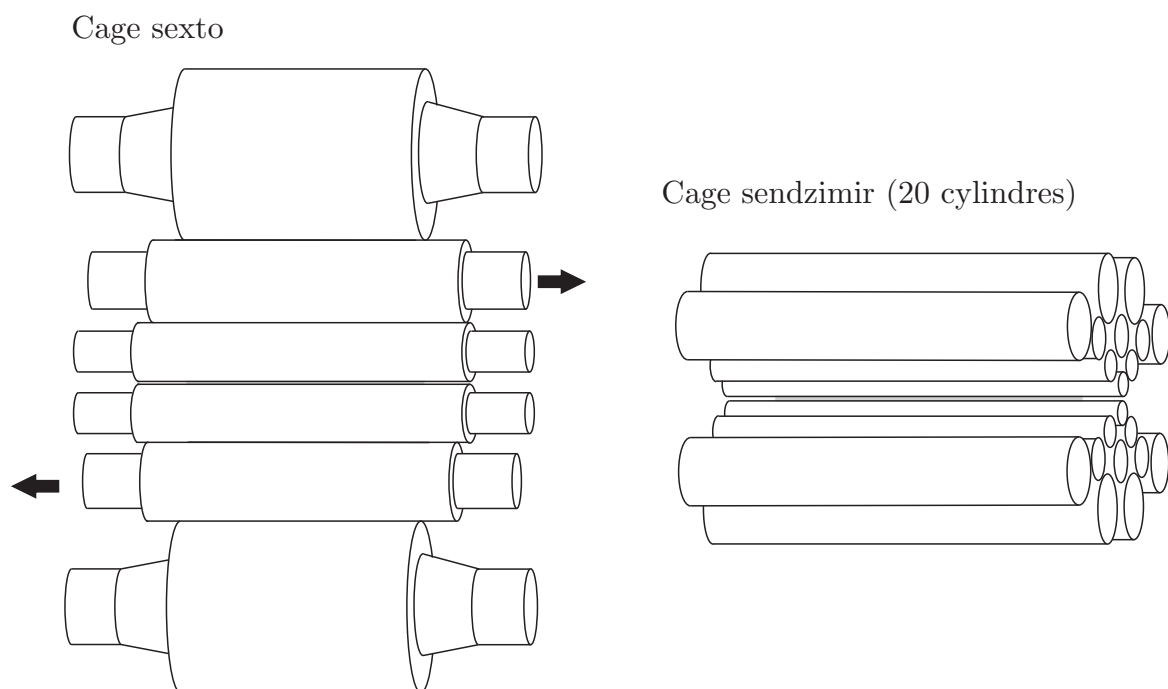
Le processus de fabrication de l'acier comprend plusieurs phases et le procédé de laminage à froid des produits plats est une étape très importante. Celui-ci permet de donner aux tôles l'épaisseur et la rugosité voulues par le client. Lorsque ces tôles sont destinées au secteur automobile, les épaisseurs souhaitées varient de 0.8 à 1.0 mm [75] alors que pour les emballages boisson et alimentaires ces épaisseurs sont de 0.15 à 0.3 mm [75].

Pour obtenir ces épaisseurs, les tôles sont tout d'abord laminées à chaud. Cette opération transforme les brames d'acier en une bobine de tôle de quelques millimètres d'épaisseur. Lors de ce procédé, le produit est porté à une température de 1000°C. Cette température adoucit fortement l'acier ce qui permet d'obtenir des réductions d'épaisseur élevées. A contrario, cette température engendre une oxydation de l'acier. De plus, le contrôle de l'épaisseur des tôles d'acier produites est rendu plus délicat [24]. Ces tôles sont alors envoyées vers la décaperie, pour éliminer les couches d'oxydes présentes en surface, et sont ensuite laminées à froid. Au cours de ce procédé, deux cylindres de travail entraînent la tôle et réduisent son épaisseur. Il s'agit de la configuration Duo. Celle-ci est représentée sur la figure 3.1. On peut utiliser une configuration Quarto (cfr. figure 3.1). Dans ce cas, les cylindres de travail ont un diamètre plus petit, de l'ordre de 600 mm [24], ce qui leur confère une moins bonne résistance à la flexion. Ils sont donc en contact avec deux cylindres d'appuis de plus grand diamètre (1400 mm) qui limitent leur flexion. Cette configuration est représentée sur la figure 3.2. Il existe également des cages comprenant 6 cylindres, qui permettent un meilleur contrôle de la planéité du produit grâce à la possibilité de déplacer horizontalement le cylindre intermédiaire. Dans ce cas, les cylindres de travail ont un diamètre de l'ordre de 400 mm.

On a enfin les cages Sendzimir (cfr. figure 3.2). Celles-ci sont constituées d'une vingtaine de petits cylindres d'environ 100 mm de diamètre. Elles sont surtout utilisées pour le laminage de produits très durs tels que l'inox.



**FIGURE 3.1** – Différents types de cages de laminage. À gauche : cage Duo composée de deux cylindres de travail. À droite : cage Quarto comprenant deux cylindres d'appuis qui réduisent la flexion des cylindres de travail. D'après Counhaye [24].



**FIGURE 3.2** – Différents types de cages de laminage. À gauche : cage Sexto, les cylindres situés entre les cylindres d'appuis et de travail peuvent être déplacés horizontalement pour assurer un meilleur contrôle de la planéité de la tôle. À droite : cage Sendzimir utilisée dans le laminage d'aciers durs tels que l'inox. D'après Counhaye [24].

Avant laminage à froid, les tôles sont décapées. Ceci permet d'éliminer les couches d'oxyde, présentes à la surface de la tôle, suite à l'opération de laminage à chaud. En sortie du laminoir à chaud, les tôles ont une épaisseur de l'ordre de 3 à 5 mm. Lors du laminage à froid, il n'est pas possible d'obtenir l'épaisseur finale en une seule étape. La tôle passe donc au travers de plusieurs cages de laminoir successives où elle subit une réduction d'épaisseur. On parle d'un train de laminage (cfr. figures 3.3 et 3.4). Celui-ci est généralement composé de 4 à 6 cages.



FIGURE 3.3 – Laminoir 4 cages. Site de Tilleur (Belgique).



FIGURE 3.4 – Laminoir 5 cages. Site de Tilleur (Belgique).

La zone de contact entre les cylindres de travail et la tôle est appelée *emprise*. C'est le frottement entre les outils et la tôle dans l'emprise qui entraîne la bande (cfr. figure 3.5). Au début de la zone de contact, la vitesse du cylindre est supérieure à celle de la tôle. Le frottement est moteur. Par conservation de la masse, la réduction d'épaisseur engendre une augmentation de la vitesse de la bande. Le point de l'emprise où la vitesse de la bande est égale à la vitesse du cylindre est appelé *point neutre*. Au-delà du point neutre, la vitesse de la tôle est supérieure à la vitesse du cylindre. Dès lors, à cet endroit, le frottement entre le cylindre et la tôle agit comme un frein.

Pour réduire la portion de l'emprise dans laquelle le frottement est un frein, et ainsi réduire la puissance nécessaire au laminage, il faut que la position du point neutre soit proche de la sortie. Cela peut par exemple être fait en ajustant la valeur de la tension dans la bande à l'entrée de l'emprise.

Dans son manuscrit de thèse, Counhaye [24] présente une illustration intéressante de l'importance de la tribologie à l'interface tôle-cylindre. Celle-ci est reproduite sur la figure 3.5. Pour que le procédé soit stable, la tôle laminée doit être sous traction en amont et en aval de l'emprise. En première approximation, la différence entre les contraintes verticales, dues à la pression du cylindre sur la tôle, et de traction doit être égale à la limite d'élasticité pour permettre les déformations plastiques. En entrée, le cisaillement entre la tôle et le cylindre engendre une diminution de la contrainte de traction. La pression verticale doit donc augmenter pour générer des déformations plastiques. À l'endroit du point neutre, comme le cylindre et la bande ont la même vitesse, le cisaillement est nul. C'est à cet endroit que la pression est maximale. Dans la zone de sortie, les tendances s'inversent : la tension dans la bande croît et la pression diminue.

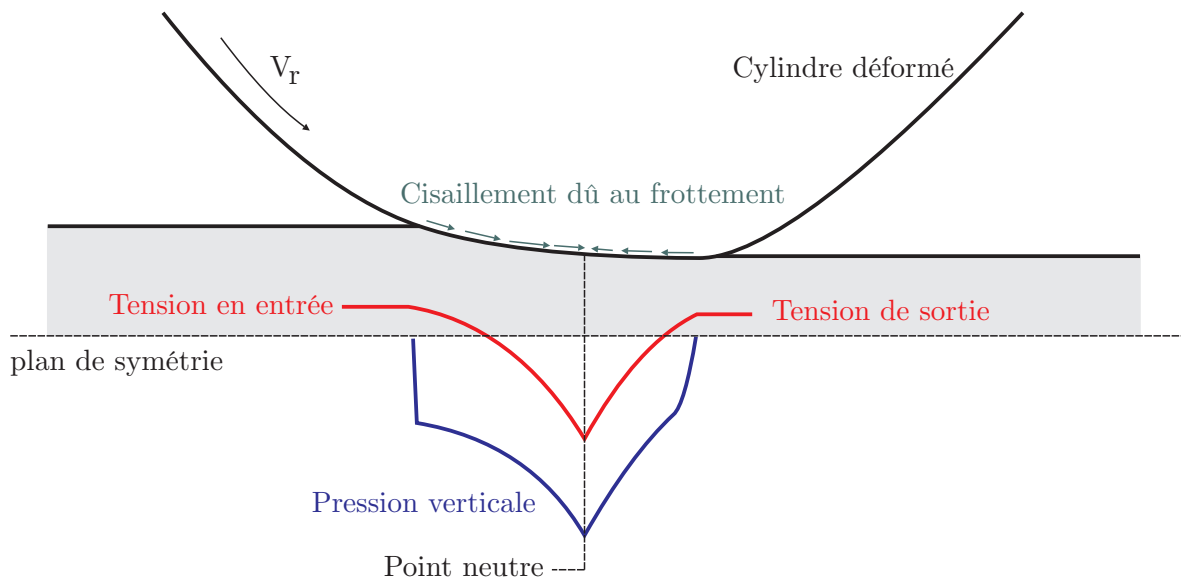


FIGURE 3.5 – Description schématique de l’emprise et de la relation entre la pression de contact et la tension dans la bande.

Ce profil de pression peut engendrer des déformations des cylindres de travail : ceux-ci peuvent fléchir (cfr. figure 3.6) mais aussi s’aplatir (cfr. figure 3.7). Cet aplatissement engendre une augmentation de la longueur de l’emprise, mais aussi une augmentation non négligeable de la force de laminage. Pour un taux de réduction donné, celle-ci peut varier du simple au double. L’inconvénient est bien sûr l’augmentation de la puissance nécessaire au laminage sans parler du risque de dépassement des limites technologiques des outils.

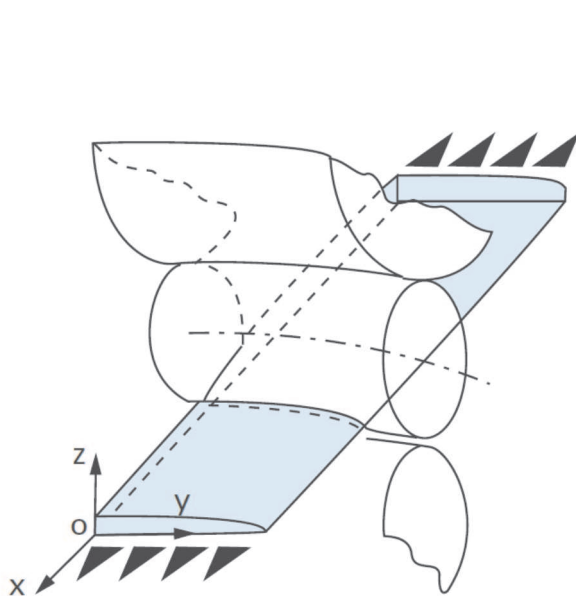


FIGURE 3.6 – Flexion et aplatissement des cylindres [73]

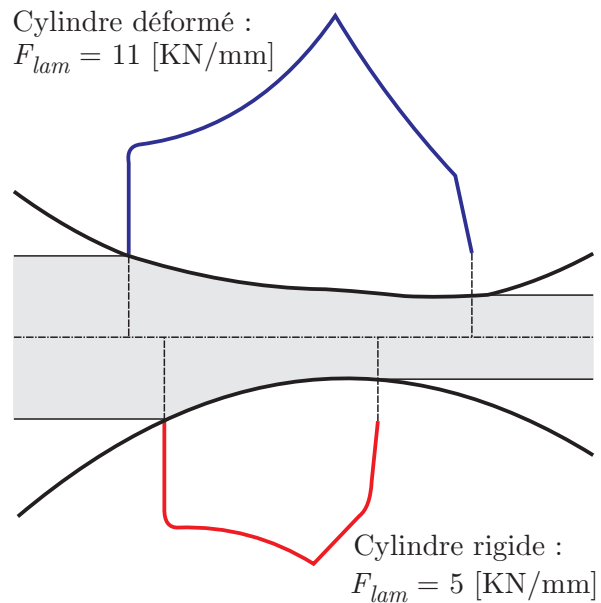


FIGURE 3.7 – Influence de la déformation des cylindres de travail sur la force de laminage calculée en cage 5 du Tandem 5 cages de Tilleur, d’après [24].



Les déformations plastiques au sein de la tôle engendrent une augmentation de la température de la bande. Les cylindres de travail voient par conséquent leur température augmenter. Ils se dilatent. Cette déformation, on parle de bombé thermique, engendre des défauts de forme sur la tôle. En outre, ces augmentations de température ont un impact non négligeable sur les propriétés du lubrifiant. Celui-ci voit sa viscosité diminuer de manière importante ce qui va augmenter le frottement. Dès lors, pour éviter ces problèmes, la tôle et les cylindres sont refroidis. Une façon de procéder est d'utiliser une émulsion : un mélange d'eau et d'huile stabilisé à l'aide d'un tensioactif. Cette émulsion est aspergée sur les cylindres et sur la tôle dans l'espace inter-cages. La grande capacité calorifique de l'eau permet de refroidir la tôle et les cylindres tandis que l'huile lubrifie l'emprise. L'utilisation des émulsions permet ainsi d'atteindre des vitesses de laminage qui ne pourraient être envisagées avec une lubrification par huile entière. À titre indicatif, la taille des gouttes d'huile est comprise entre 2–3  $\mu m$  et 30  $\mu m$  pour la lubrification conventionnelle et jusqu'à 70  $\mu m$  en lubrification flexible. Celle-ci dépend de nombreux paramètres comme le type de tensioactif, du pH de la solution, etc. Le lecteur intéressé trouvera davantage d'informations à ce sujet dans [18].

Le glissement avant  $S_F$  est une grandeur très utilisée par les lamineurs. Celle-ci correspond à la différence relative entre la vitesse périphérique du cylindre notée  $V_R$ , et la vitesse de la bande à la sortie de l'emprise  $V_{S,2}$  :

$$S_F = \frac{V_{S,2} - V_R}{V_R} \quad (3.1)$$

Ce paramètre doit idéalement être positif et présenter des valeurs proches de 0. En effet, lorsque le glissement avant est négatif, le cylindre n'entraîne pas suffisamment la tôle : il patine. Ce phénomène peut survenir suite à une usure importante des cylindres.

D'après Counhaye [24], une paire de cylindres de travail peut laminier quelques centaines de kilomètres avant de devoir être rectifiée à la meule. Cette opération de rectification permet de donner aux cylindres une rugosité voulue. Ce sont en effet les aspérités qui vont entrer en contact avec les aspérités de la tôle et l'entraîner tout au long de la zone de contact.

Comme cela a été dit précédemment, il faut utiliser du lubrifiant de manière à réduire le frottement, l'échauffement et par conséquent la puissance consommée. En laminage à froid, le régime de lubrification recherché est le régime mixte. Dans ce cas, la pression d'interface est à la fois supportée par la pression de contact solide-solide  $p_a$ , entre les aspérités du cylindre et de la tôle, mais aussi par la pression  $p_b$  qui règne au sein des poches de lubrifiant. Ce dernier est pris au piège dans les vallées situées entre les aspérités. Ce régime de lubrification permet à la fois d'obtenir un niveau de frottement bas et de contrôler la rugosité imprimée à la tôle. Ce paramètre est très important pour le produit fini.

Lorsque le patinage apparaît, les cages de laminoir peuvent commencer à vibrer. Ce phénomène, appelé *chatter* en anglais et *brouttage* en français, est auto-entretenu. Il engendre des variations périodiques de l'épaisseur de la tôle et peut provoquer sa rupture. Le seul remède universel à ce problème est de réduire la vitesse de laminage [75], ce qui réduit donc la productivité de la ligne.

Le laminage à froid est donc un procédé multi-échelles. Il faut en effet considérer les phénomènes présents à l'échelle de la cage (de l'ordre du mètre) tels que le chatter ou le cédage qui provoquent des problèmes de planéité dus à la déformation élastique du bâti de la cage. La zone de contact tôle-cylindre est de l'ordre de 5 à 15 mm<sup>1</sup>. Des déformations plastiques importantes apparaissent donc sur une distance assez réduite ce qui va générer des échauffements parfois conséquents. Les aspérités de la tôle et du cylindre, de l'ordre du micromètre, ont également un effet considérable sur le bon déroulement du procédé. Enfin, dans le cas du régime de lubrification mixte préconisé pour ce procédé, les zones de contact solide-solide sont le siège de phénomènes physico-chimiques assez complexes. En effet, les molécules polaires du lubrifiant vont se concentrer à ces endroits et s'y adsorber avant d'éventuellement y réagir chimiquement [72]. Ces phénomènes, présents à l'échelle nanométrique, génèrent des couches protectrices qui empêchent le grippage des surfaces.

Les opérations effectuées en aval du laminoir sont le recuit et la galvanisation. Deux types de recuit sont possibles : le recuit continu, pour lequel la bande transite dans un four, ou le recuit base lors duquel les tôles sont enroulées sous forme de bobines appelées *coil* et empilées avant d'être chauffées dans un four. Le recuit sert à provoquer une recristallisation des grains qui composent le matériau. Ceci facilitera les opérations ultérieures de mise en forme de l'acier.

L'opération de galvanisation consiste à faire passer la tôle au sein d'un bain de zinc en fusion de manière à recouvrir la tôle d'une couche protectrice contre la corrosion. La tôle passe enfin dans un skin-pass. Il s'agit d'une opération de laminage à très faible réduction, de l'ordre de quelques pour cent. Celle-ci permet d'éliminer le palier de traction du matériau et d'imprimer une rugosité bien définie sur la bande.

A l'heure actuelle, on demande de plus en plus de flexibilité aux sites de productions. Ceux-ci doivent être capables de laminier des nuances d'acier très différentes au cours d'une même campagne. Il est donc nécessaire de pouvoir adapter les points de fonctionnement pour chaque bobine. Une des manières de procéder consiste à ajuster les conditions de lubrification (débit de lubrifiant, concentration de l'émulsion, etc.), on parle alors de lubrification flexible [58]. Grâce à ce système, on pourra aussi ajuster les réglages des laminoirs à l'usure des cylindres. Ceci permettra d'augmenter la durée entre deux changements de cylindres successifs ce qui résultera en une augmentation de la productivité des lignes. Il y aura également des économies d'énergie réalisées grâce à l'obtention d'un frottement optimal : suffisamment grand pour éviter le patinage et suffisamment faible pour éviter toute consommation d'énergie superflue. Ce concept est aujourd'hui en phase d'industrialisation sur les lignes de production du groupe ArcelorMittal.

---

1. Bien entendu, cette grandeur dépend de nombreux paramètres tels que les épaisseurs d'entrée et de sortie, le type d'acier à laminier, les déformations des cylindres de travail, etc.

## 3.2 Intérêt de la modélisation numérique

À l'heure actuelle, les marchés de l'emballage et de l'automobile sont en demande de tôles de plus en plus fines. Dans le cas de l'automobile, l'intérêt est évident : une réduction de l'épaisseur des tôles associée à une augmentation de la résistance des matériaux permet aux constructeurs automobiles de produire des véhicules plus légers et donc moins gourmands en énergie.

Pour le marché de l'emballage, une réduction de l'épaisseur des tôles permet de proposer des prix de vente plus attractifs. L'acier peut ainsi rester concurrentiel par rapport à d'autres produits comme l'aluminium, le verre ou encore le plastique. C'est ainsi que l'épaisseur des aciers destinés à l'emballage a diminué de 40% en 25 ans. Cette évolution est représentée sur la figure 3.8.

Or, c'est précisément dans le cas du laminage des tôles de faible épaisseur que l'effet du frottement est le plus marqué [75]. De plus, dans le secteur de l'acier, on considère qu'à l'horizon 2020, 20% de la production d'acier européenne sera un acier à haute résistance. Cependant, les laminoirs européens n'ont pas été dimensionnés pour laminier des aciers aussi durs. Les laminoirs doivent donc être adaptés en investissant par exemple dans des cages de laminoirs à plus petits cylindres ou encore en développant de nouveaux systèmes de lubrification dits *flexibles*. Ceux-ci permettant de laminier chacun des différents types de tôle avec le niveau de frottement le plus adapté. Un niveau frottement optimal permettra de réduire la consommation énergétique des laminoirs, mais aussi de maintenir les efforts exercés sur la cage en deçà des limites technologiques admissibles.

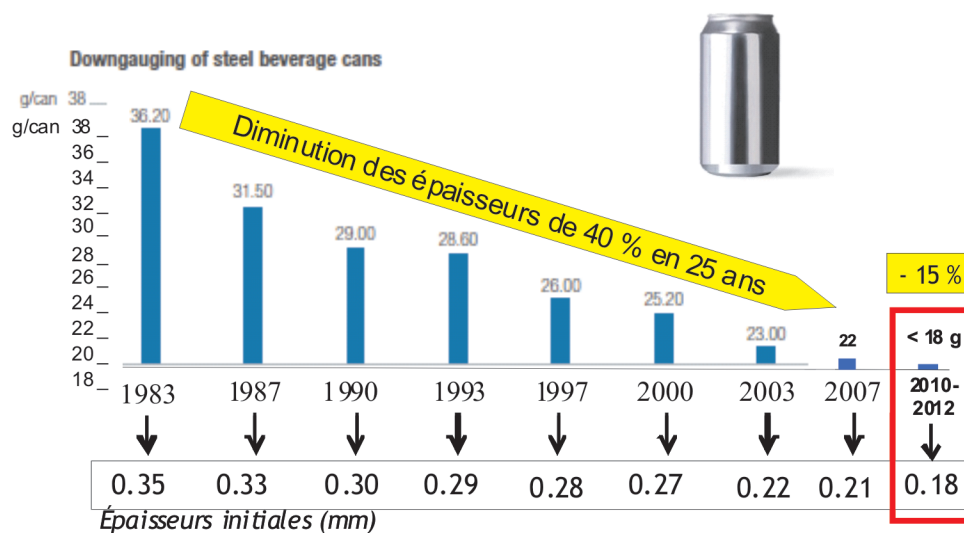


FIGURE 3.8 – Diminution de l'épaisseur des aciers pour emballage au cours des 30 dernières années. Celle-ci permet de maintenir des prix de vente compétitifs par rapport à d'autres matériaux comme l'aluminium, le verre ou le plastique [109].

Deux méthodes permettent de déterminer les conditions de laminage optimales pour ces nouveaux produits. Une solution est de procéder de manière expérimentale : en effectuant de nombreuses expériences sur des sites industriels ou sur des laminoirs pilotes. Cependant, cette approche demande de mobiliser un laminoir et du personnel ce qui a un coût important. Une approche complémentaire, permettant de réduire le nombre d'expériences nécessaires, consiste à développer des modèles numériques permettant de quantifier les différents phénomènes mis en jeu au cours du procédé. Ceux-ci permettent d'obtenir des résultats à l'intérieur même de l'emprise où les mesures sont très difficiles à effectuer et d'identifier les paramètres ayant le plus grand impact sur le procédé.

Montmitonnet [74] a récemment référencé les modèles de laminage les plus marquants. On peut classer ceux-ci en deux catégories. La **première génération de codes** prend en compte le frottement à l'aide d'une loi de Coulomb [23] ou de Tresca [99]. Dans ce cas, il faut ajuster la valeur du coefficient de frottement (qui est un coefficient global moyennant toutes les variations le long de l'emprise) pour retrouver la force de laminage et le glissement avant correspondants au point de fonctionnement étudié. Ces modèles ne sont pas à la hauteur de la complexité des phénomènes à modéliser, mais permettent par exemple de quantifier le profil de pression d'interface, la déformation des cylindres, le champ de contraintes régnant au sein de la tôle, etc.

Des **codes de deuxième génération** sont ensuite apparus. Ceux-ci permettent de modéliser des conditions de lubrification mixte. Ces modèles fournissent davantage d'informations : on peut ainsi prendre en compte l'influence de la rhéologie du lubrifiant et de l'écrasement des aspérités sur le procédé. Même si le frottement dans les vallées remplies de lubrifiant est calculé en fonction des conditions locales comme la viscosité et l'épaisseur de film, le coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$  (contact solide–solide) doit toujours être ajusté pour retrouver les grandeurs représentatives du point de fonctionnement étudié (force de laminage  $F_{lam}$  et glissement avant  $S_F$ ).

Les développements réalisés à l'heure actuelle ont pour but de tendre vers des **modèles dits de troisième génération**. C'est à dire des modèles réglés en fonction des paramètres opérationnels de lubrification des laminoirs et prenant en compte davantage de phénomènes physiques tels que la formation du film d'huile sur la bande en amont de l'emprise (mécanisme de plate–out), les phénomènes hydrodynamiques présents dans le convergent formé par la tôle et le cylindre à l'entrée de l'emprise, les effets du micro-hydrodynamisme au sein de l'emprise, etc.

Ce chapitre décrit un modèle de laminage en lubrification mixte de deuxième génération. Dans les chapitres suivants, on décrira les améliorations apportées à ce modèle dans le but de le rendre plus prédictif.

### 3.3 Modélisation numérique des conditions de laminage à froid en lubrification mixte

Dans cette section, on décrit les équations et les hypothèses sur lesquelles repose le modèle de laminage en régime mixte intégré dans le logiciel MetaLub. Ce logiciel résulte du travail de Marsault [69] qui a développé les équations du modèle et de Stephany [93] qui les a implémentées de manière robuste tout y ajoutant de nouvelles fonctionnalités comme la prise en compte des conditions de sous-alimentation. Dans ce cas, l'utilisateur spécifie l'épaisseur du film d'huile qui rentre dans l'emprise. Cette fonctionnalité est capitale dans la mesure où elle permet de modéliser des conditions de lubrification par émulsions dont il sera question à la section 3.4.

Même si cette description n'apporte rien de nouveau par rapport aux deux travaux précédents, elle facilitera la compréhension des applications numériques originales présentées dans les sections 3.4 et 3.5. De plus une modification de ce modèle, permettant de calculer l'écrasement des aspérités à l'aide de la méthode des éléments finis, est décrite dans le chapitre 5.

#### 3.3.1 Équations d'équilibre de la bande

La géométrie du système modélisé est représentée sur la figure 3.9. Par symétrie, on se contente de modéliser la moitié supérieure de la tôle et le cylindre de travail avec lequel elle est en contact. Des tensions sont appliquées sur la tôle en entrée et en sortie d'emprise. Celles-ci ont pour but de garantir la stabilité du procédé. La vitesse périphérique du cylindre est  $V_R$ . Comme cela a été mentionné dans l'introduction, c'est le cylindre qui entraîne la bande par frottement.

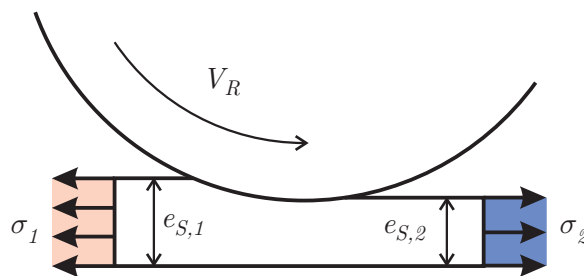


FIGURE 3.9 – Vue schématique de la partie macroscopique du système modélisé dans MetaLub.

Pour écrire les équations d'équilibre de la bande, on fait tout d'abord l'hypothèse de déformations planes. Celle-ci est justifiée lorsque le rapport largeur de bande sur épaisseur est supérieur à 10 [69] ce qui est bien évidemment le cas en laminage de produits plats.

Les équations d'équilibre sur la bande ont été obtenues à l'aide de la méthode des tranches [71]. Cette méthode fait l'hypothèse que les contraintes et les déformations sont homogènes sur l'épaisseur. D'après Montmitonnet [74], les gradients sur l'épaisseur sont faibles lorsque le rapport entre la longueur de l'emprise et l'épaisseur de la bande est grand.

La méthode des tranches est une méthode efficace et précise pour le laminage à froid de bandes minces [69].

On fait également l'hypothèse que le tenseur des contraintes de Cauchy est diagonal, on néglige donc le cisaillement au sein de la bande et on suppose que les directions principales sont celles du procédé.

La figure 3.10 donne la représentation schématique d'une tranche. Celle-ci est soumise à une pression  $p$  et un cisaillement  $\tau$  en surface. La tension appliquée sur la tranche varie de  $d\sigma_x$  dans la direction de laminage.

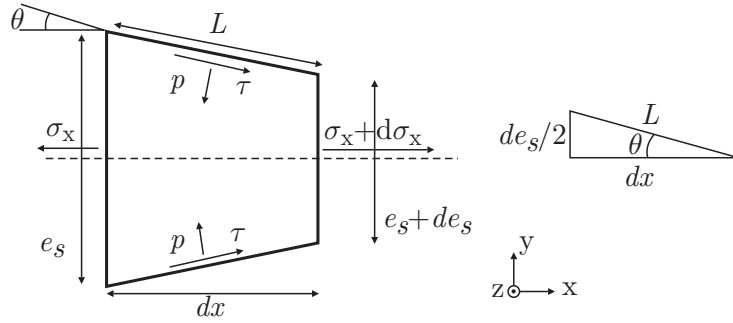


FIGURE 3.10 – Représentation schématique d'une des tranches utilisées pour discrétiser la bande. Celle-ci est soumise à une pression  $p$  et un cisaillement  $\tau$  et une variation de tension  $d\sigma_x$  dans la direction de laminage. D'après Stephany [93].

Les équations de la méthode des tranches s'écrivent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d(\sigma_x e_s)}{dx} = -p \frac{de_s}{dx} - 2\tau \\ \sigma_y = -p + \frac{1}{2}\tau \frac{de_s}{dx} \\ \dot{\varepsilon}_x \equiv V_s \frac{d\varepsilon_x}{dx} = \frac{dV_s}{dx} \\ \dot{\varepsilon}_y \equiv V_s \frac{d\varepsilon_y}{dx} = \frac{V_s}{e_s(x)} \frac{de_s(x)}{dx} \end{array} \right. \quad (3.2)$$

La manière de les obtenir est décrite dans [69, 93]

Suivant la position dans l'emprise, l'état du matériau diffère. Celui-ci a un comportement élastique à l'entrée et à la sortie. Pour modéliser ce comportement, Marsault utilise la loi de Hooke linéaire isotrope, qui en état plan de déformation et en l'absence de cisaillement s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{bmatrix} = \frac{E_s}{(1 + \nu_s)(1 - 2\nu_s)} \begin{bmatrix} (1 - \nu_s) & \nu_s \\ \nu_s & (1 - \nu_s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \end{bmatrix} \\ \sigma_z = \nu_s (\sigma_x + \sigma_y) \end{array} \right. \quad (3.3)$$

où  $E_s$  est le module de Young et  $\nu_s$  le coefficient de Poisson.

Entre ces deux zones, le matériau subit des déformations élastoplastiques. Ce comportement élastoplastique est modélisé, en linéarisant la loi d'écouissage, à l'aide des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{p}_{hydro} = -\chi_s \text{trace}(\dot{\epsilon}) \\ \begin{bmatrix} \dot{s}_x \\ \dot{s}_y \\ \dot{s}_z \end{bmatrix} = 2G_s \left( \mathbf{1} - \frac{\mathbf{s} \otimes \mathbf{s}}{\frac{2}{3}\sigma_Y^2 \left(1 + \frac{H_s}{3G_s}\right)} \right) \begin{bmatrix} \dot{\epsilon}_x \\ \dot{\epsilon}_y \\ \dot{\epsilon}_z \end{bmatrix} \end{array} \right. \quad \text{avec} \quad \dot{\epsilon}_i = \dot{\epsilon}_i - \frac{1}{3} \text{trace}(\dot{\epsilon}) \quad (3.4)$$

où

$$H_s = \frac{d\sigma_Y}{d\bar{\epsilon}^{pl}} \quad \chi_s = \frac{3\xi_s + 2G_s}{3} \quad \xi_s = \frac{E_s \nu_s}{(1 + \nu_s)(1 - 2\nu_s)} \quad G_s = \frac{E_s}{2(1 + \nu_s)} \quad (3.5)$$

avec  $H_s$  le coefficient d'écouissage isotrope du matériau de la bande et  $\dot{\epsilon}_i$  le déviateur du tenseur vitesse de déformation  $\dot{\epsilon}$  dans la direction  $i$ .

Différentes lois d'écouissage ont été implémentées dans MetaLub :

- la loi dite Smatch :

$$\sigma_Y = (A + B\bar{\epsilon}^{pl}) \left(1 - C e^{-D\bar{\epsilon}^{pl}}\right) + E \quad (3.6)$$

où  $\bar{\epsilon}^{pl}$  est la déformation plastique équivalente et  $A, B, C, D$  et  $E$  sont des paramètres à identifier.

- la loi de Krupkowski :

$$\sigma_Y = \sigma_{Y,0} \left(1 + K\bar{\epsilon}^{pl}\right)^n \quad (3.7)$$

où  $\sigma_{Y,0}, K$  et  $n$  sont des paramètres dépendants du matériau.

Notons que l'on peut également prendre en compte le cas élastique parfaitement plastique.

### 3.3.2 Déformations du cylindre

Comme cela a été mentionné dans l'introduction, la déformation des cylindres a un impact non négligeable sur la force de laminage et la longueur de l'emprise. En pratique, lors d'une simulation effectuée dans MetaLub, on résout les équations d'équilibre de la bande couplées au comportement de l'interface (écrasement d'aspérités – écoulement du lubrifiant) de manière itérative pour un profil de cylindre donné. Au terme de ce processus itératif, on obtient le profil de pression d'interface  $p$ . Celui-ci est utilisé pour actualiser la forme du cylindre.

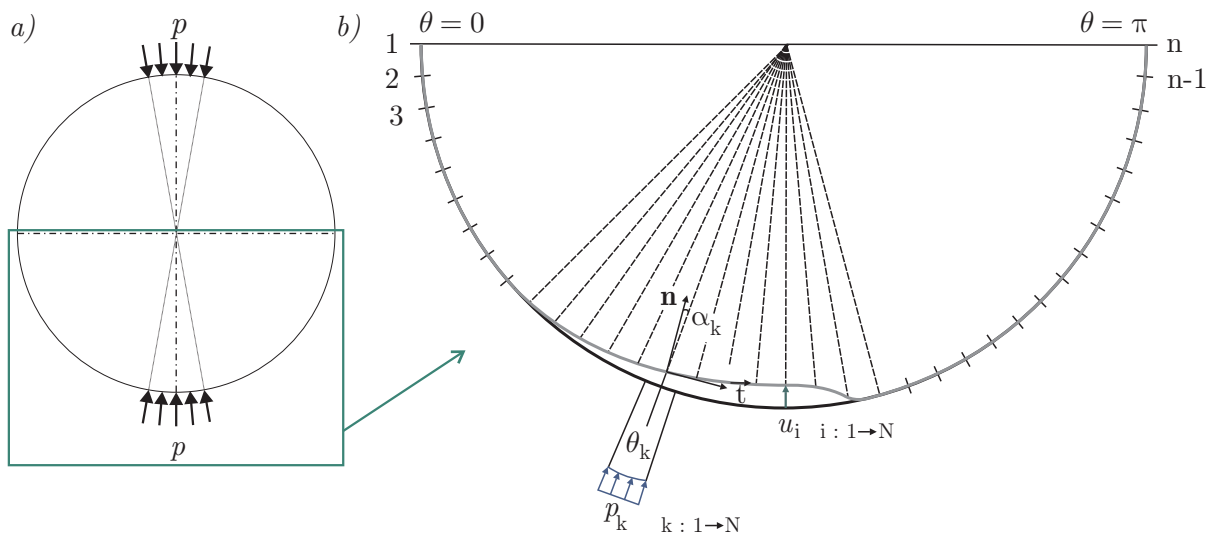
Différentes méthodes sont implémentées dans MetaLub. La première consiste à utiliser la formule de Hitchcock [11, 47]. Celle-ci suppose que le cylindre se déforme mais reste circulaire. Le rayon du cylindre déformé est donné par :

$$R(R_0) = R_0 \left( 1 + \frac{16(1 - \nu_R^2)}{\pi E_R} \frac{F_{lam}}{e_{s,1} - e_{s,2}} \right) \quad (3.8)$$

où  $e_{s,1}$  et  $e_{s,2}$  sont respectivement les épaisseurs de la bande à l'entrée et à la sortie,  $R_0$  est le rayon non déformé,  $\nu_R$  est le coefficient de Poisson et  $E_R$  est le module de Young du cylindre.

Cette relation néglige l'influence du frottement sur la déformation. De plus, on suppose donc que le cylindre garde une forme circulaire. D'après Marsault [69], cette hypothèse est raisonnable pour les cas peu chargés.

La formulation d'Hitchcock n'est pas adaptée pour modéliser des cas de laminage d'acier à haute résistance. En effet, dans ce cas, le cylindre peut subir de larges aplatissements. On peut alors utiliser la formulation de Jortner [52]. Cette méthode calcule les déformations subies par un cylindre en état plan de déformation soumis à des charges de même amplitude et diamétralement opposées (cfr. figure 3.11 a). Cette configuration est rencontrée dans le cas du laminage avec cylindres d'appuis.



**FIGURE 3.11** – a) Configuration traitée par Jortner [52] pour calculer les déformations du cylindre. b) Représentation schématique des différentes grandeurs géométriques intervenant dans le calcul des déformations du cylindre à l'aide de la méthode de Jortner.



La formulation de Jortner permet de déterminer le déplacement radial des points du cylindre,  $u_i$ , lorsqu'une pression uniforme  $p_k$  est appliquée sur un segment de coordonnées angulaires  $[\theta_k - d\theta/2, \theta_k + d\theta/2]$ .

$$u_i(R_0, \theta_k, d\theta, p_k, E_R, \nu_R) = \frac{p_k R_0}{\pi E_R} JIF(\theta_k, d\theta, \nu_R) \quad (3.9)$$

Les différentes grandeurs géométriques intervenant dans les relations décrites ici sont illustrées sur la figure 3.11 b.

Dans l'expression 3.9,  $R_0$  est le rayon du cylindre non déformé et  $JIF$  est la *Jortner Influence Function*. Celle-ci est définie par :

$$JIF(\theta_k, d\theta, \nu_R) = \begin{cases} jif(\theta_k, d\theta, \nu_R) & \text{si } |\theta_k| > d\theta/2 \\ jif(\theta_k, d\theta, \nu_R) - \pi(1 - \nu_R - 2\nu_R^2) & \text{si } |\theta_k| \leq d\theta/2 \end{cases} \quad (3.10)$$

où

$$jif(\theta_k, d\theta, \nu_R) = \left. \begin{aligned} & (1 - \nu_R - 2\nu_R^2) \cos(\Upsilon) \left( \tan^{-1} \frac{1 + \cos(\Upsilon)}{\sin(\Upsilon)} + \tan^{-1} \frac{1 - \cos(\Upsilon)}{\sin(\Upsilon)} \right) \\ & + (1 - \nu_R^2) \left( \sin(\Upsilon) \ln \frac{1 - \cos(\Upsilon)}{1 + \cos(\Upsilon)} \right) \end{aligned} \right|_{\Upsilon=\theta_k-d\theta/2}^{\Upsilon=\theta_k+d\theta/2}$$

L'application du principe de superposition permet d'additionner l'ensemble des champs de déplacement dus aux différentes contributions  $p_k$ . Le déplacement radial des différents points du cylindre est donné par :

$$u_{i,total} = \frac{R}{\pi E_R} \sum_{k=1}^n [JIF(\theta_k - \theta_i, d\theta, \nu_R) p_k \cos(\alpha_k)] \quad (3.11)$$

où  $n$  est le nombre de noeuds utilisés pour discrétiser la périphérie du cylindre et où  $\alpha_k$  vaut l'angle compris entre la normale au cylindre déformé  $\mathbf{n}$  et le vecteur qui relie le point de la surface au centre du cylindre (cfr. figure 3.11 b). Le lecteur intéressé trouvera davantage d'informations quant à la manière d'établir ces équations dans [93].

Une limitation importante de cette formulation est qu'elle néglige l'effet du cisaillement dans le calcul des déformations.

D'autres méthodes permettant de calculer les déformations du cylindre existent même si elles n'ont pas encore été implémentées dans MetaLub. Par exemple, Marsault [69] utilisait la méthode des éléments finis. Krimpelstätter [55] quant à lui a développé des équations similaires à celles de Jortner dans lesquelles il prend en compte l'influence de la pression, mais aussi du cisaillement dans le calcul du profil cylindre déformé.

### 3.3.3 Écrasement des aspérités à l'interface

L'écrasement des aspérités à la surface de la tôle a une très grande influence sur le procédé. Ce sont en effet ces conditions de contact locales qui déterminent le niveau de frottement entre le cylindre et la bande. Ce phénomène doit donc être pris en compte dans la modélisation. Ce n'était évidemment pas le cas dans les modèles de première génération.

Dans les paragraphes suivants, on décrit tout d'abord la géométrie utilisée pour représenter les aspérités. Ensuite, on décrit les modèles d'écrasement développés par Wilson et Sheu [106] ainsi que par Sutcliffe [98]. Ces relations empiriques ont été utilisées par Marsault pour établir une équation permettant de calculer l'évolution de l'aire relative de contact dans l'emprise. Celui-ci considère une tôle rugueuse écrasée par un outil lisse. Pour mettre au point son modèle, Marsault a fait l'hypothèse d'arasement de matière : la partie des aspérités qui est écrasée est éliminée du modèle. Il n'y a donc pas de conservation de la masse.

#### Géométrie des aspérités

Comme cela a été mentionné dans le chapitre précédent, la surface des cylindres de travail et celles de la tôle ne sont pas parfaitement lisses : elles sont constituées d'aspérités.

Lorsque les cylindres de travail sont rectifiés, l'état de surface imprimé sur la tôle est similaire à celui représenté sur la figure 3.12. Les rugosités sont parallèles à la direction de laminage. Dans ce cas, on parle de *rugosités longitudinales*.

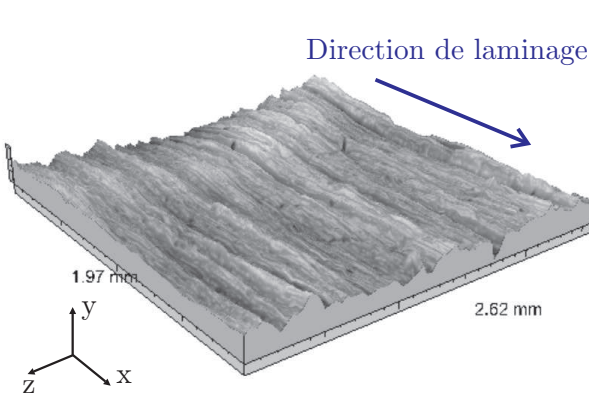


FIGURE 3.12 – Profil de rugosités mesurés sur une tôle après laminage par des cylindres rectifiés.

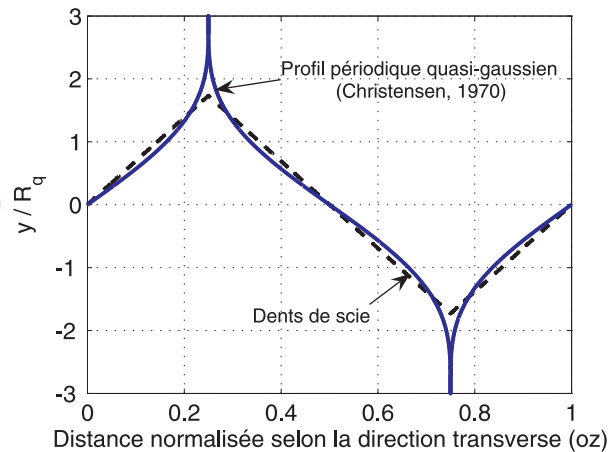


FIGURE 3.13 – Comparaison du profil d'aspérité en dents de scie à celui de Christensen [93].

Dans MetaLub, on utilise des profils de rugosité équivalents : le profil en dents de scie et le profil de Christensen [21]. Ceux-ci sont représentés sur la figure 3.13. Ces profils sont symétriques par rapport à la ligne moyenne. On peut les caractériser à l'aide de la fonction de répartition des hauteurs  $f(y)$  où  $y$  est la hauteur par rapport à la ligne moyenne.

Dans le cas des aspérités en dents de scie, la fonction de répartition des hauteurs est donnée par la relation 3.12 où  $R_q$  est la rugosité quadratique.

$$\begin{cases} y_{max} &= +\sqrt{3}R_q \\ f &= \frac{1}{2\sqrt{3}R_q} \\ y_{min} &= -\sqrt{3}R_q \end{cases} \quad (3.12)$$

Pour le profil quasi-gaussien de Christensen, on utilise :

$$\begin{cases} y_{max} &= +3R_q \\ f(y) &= \frac{35}{96R_q} \left[ 1 - \left( \frac{y}{3R_q} \right)^2 \right]^3 \\ y_{min} &= -3R_q \end{cases} \quad (3.13)$$

L'aire relative de contact  $A$  peut être exprimée en fonction de  $h$ , la distance entre les lignes moyennes non-réactualisées, et de la fonction de répartition des hauteurs  $f(y)$  selon :

$$A = A(h) = \int_h^{y_{max}} f(y) dy \quad (3.14)$$

La hauteur des vallées  $h_v$ , quant à elle, est déterminée par :

$$h_v = \int_{y_{min}}^h [1 - A(y)] dy \quad (3.15)$$

Les notions de hauteur des vallées  $h_v$  et de distance entre les lignes moyennes non réactualisées sont illustrées sur la figure 3.14

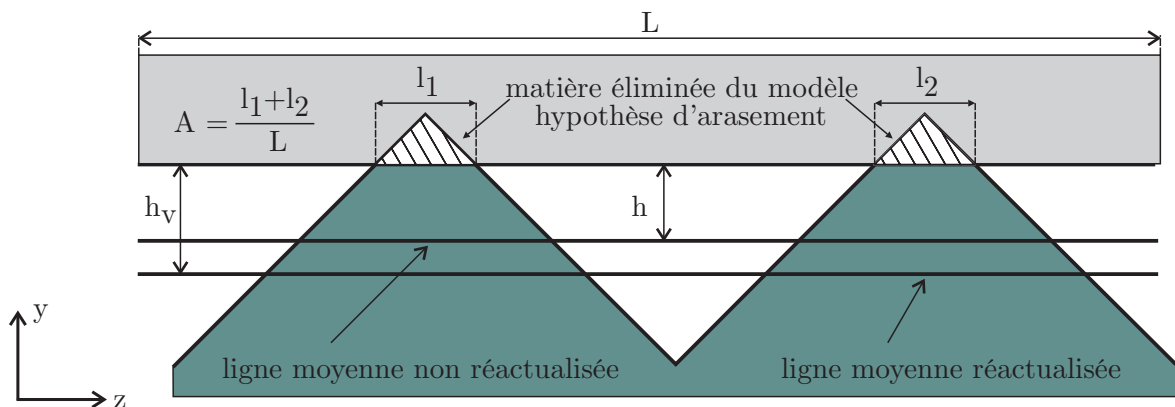


FIGURE 3.14 – Illustration de la distance entre les lignes moyennes réactualisées  $h$ , la hauteur des vallées  $h_v$  et l'aire relative de contact  $A$ .

L'utilisation des relations 3.14 et 3.15 sur un profil initial en dents de scie donne :

$$\begin{cases} A = \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \\ h_v/R_p = \frac{1}{4} [1 + H]^2 \end{cases} \quad (3.16)$$

avec  $H = h/R_p$  où  $R_p$  est l'amplitude maximale de la rugosité par rapport à la ligne moyenne.

Pour le profil de Christensen, on a :

$$\begin{cases} A = \frac{1}{32} (16 - 35H + 35H^3 - 21H^5 + 5H^7) \\ h_v/R_p = \frac{1}{256} (35 + 128H + 140H^2 - 70H^4 + 28H^6 - 5H^8) \end{cases} \quad (3.17)$$

L'évolution de  $A$  et de  $h_v/R_p$  en fonction du paramètre  $H$  sont représentées sur les figures 3.16 et 3.15 respectivement pour les profils en dents de scie et de Christensen.

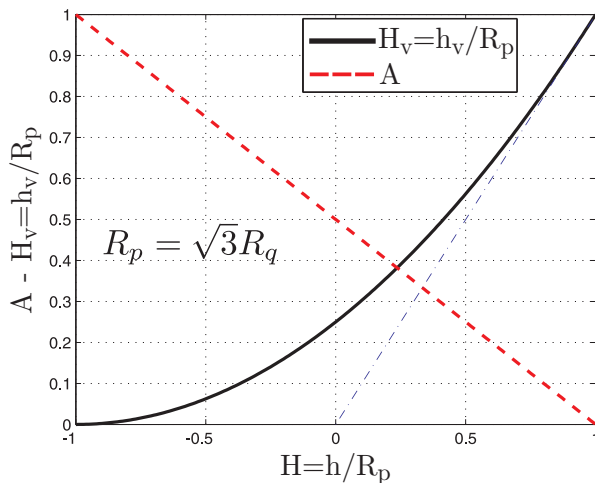


FIGURE 3.15 – Évolution de l'aire relative de contact  $A$  et de la hauteur des vallées  $h_v$  en fonction de la distance entre les lignes moyennes non-réactualisées  $h$  pour des aspérités en dent de scie [93].

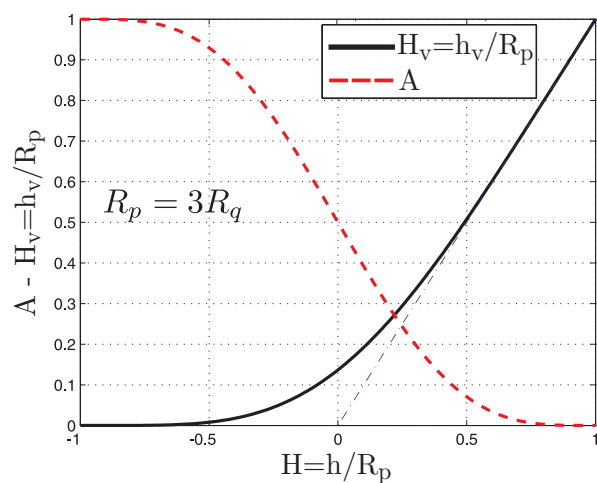


FIGURE 3.16 – Évolution de l'aire relative de contact  $A$  et de la hauteur des vallées  $h_v$  en fonction de la distance entre les lignes moyennes non-réactualisées  $h$  pour un profil de Christensen [93].

### Lois empiriques d'écrasement d'aspérités

Wilson et Sheu [106] ont établi une relation semi-empirique d'écrasement d'aspérités. Celle-ci est valable pour des rugosités longitudinales reposant sur un substrat qui subit des déformations plastiques, dans la direction de laminage (direction hors plan), à une vitesse de déformation uniforme  $\dot{\epsilon}_x$ .

Pour mettre au point leur modèle, Wilson et Sheu font l'hypothèse que la pente des aspérités est faible. Ils peuvent alors traiter le problème d'écrasement comme un problème d'indentation. La géométrie qu'ils ont considérée est représentée sur la figure 3.17. Celle-ci est constituée d'indenteurs, séparés d'une distance  $2\bar{l}$ , en contact avec une tôle.

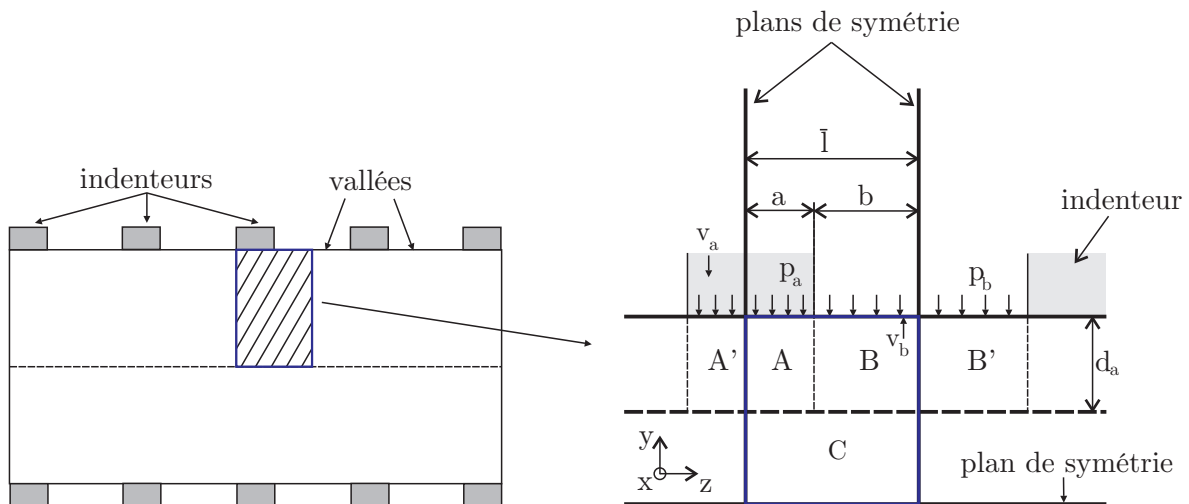


FIGURE 3.17 – Géométrie du problème d'indentation traité par Wilson et Sheu [106]. À gauche : vue d'ensemble. À droite : zoom sur la partie de la géométrie sur laquelle la modélisation est effectuée.

Outre la faible pente des aspérités, Wilson et Sheu font les hypothèses suivantes :

- le matériau est supposé rigide plastique
- une vitesse de déformation uniforme  $\dot{\epsilon}_x^p$  est imposée dans la direction de laminage (direction x)
- comme en laminage, il n'y a pas de déformation dans la direction transverse (z)

La relation obtenue lie la dureté relative adimensionnelle  $H_a$ , la vitesse de déformation plastique adimensionnelle  $E_p$  dans la direction parallèle aux aspérités (direction x sur la figure 3.17) et l'aire relative de contact  $A$ . Cette formulation est notamment utilisée dans MetaLub pour calculer l'aire relative de contact dans l'emprise.

La dureté adimensionnelle est définie par :

$$H_a = \frac{p_a - p_b}{k} \quad (3.18)$$

où  $p_a$  est la pression au sommet des aspérités,  $p_b$  est la pression du lubrifiant dans les vallées et  $k$  est la limite d'élasticité en cisaillement du matériau.

La déformation plastique adimensionnelle du substrat s'écrit :

$$E_p = \frac{\dot{\epsilon}_x \bar{l}}{V_a + V_b} \quad (3.19)$$

où  $\bar{l}$  est la demi-distance entre aspérités,  $V_a$  est la vitesse verticale de la matière située sous l'indenteur et  $V_b$  la vitesse verticale des vallées.

Wilson et Sheu ont utilisé la méthode de la borne supérieure et ont approché les résultats obtenus à l'aide de la relation suivante :

$$E_p = \left( \frac{2}{H_a} - \frac{1}{2.571 - A - A \ln(1 - A)} \right) \frac{1}{0.515 + 0.345A - 0.86A^2} \quad (3.20)$$

Dans le cas où le substrat reste élastique, on a  $E_p = 0$  et la relation 3.20 devient :

$$H_a = 2(2.571 - A - A \ln(1 - A)) \quad (3.21)$$

La relation entre  $H_a$ ,  $E_p$  et  $A$  est représentée sur la figure 3.18. Sur cette figure, on constate que quelque soit la valeur de  $A$ , la dureté  $H_a$  des aspérités diminue lorsque  $E_p$  augmente.

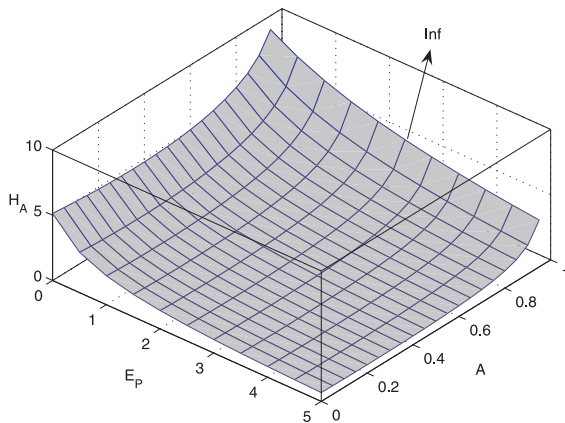


FIGURE 3.18 – Modèle de Wilson et Sheu [106] : relation entre les paramètres  $H_a$ ,  $A$  et  $E_p$ .

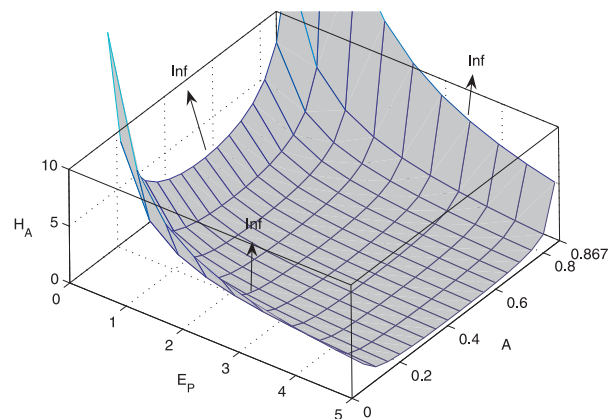


FIGURE 3.19 – Modèle de Sutcliffe [69, 98] : relation entre les paramètres  $H_a$ ,  $A$  et  $E_p$ .

Sutcliffe [98] a lui aussi établi une relation entre  $A$ ,  $H_a$  et  $E_p$ . Celle-ci a été obtenue sur base de la méthode des lignes de glissement. Dans son modèle, il traite des aspérités transversales (perpendiculaires à la direction de laminage). Marsault [69] a effectué, en collaboration avec Sutcliffe, des modifications dans ce modèle de manière à l'étendre au cas des aspérités longitudinales. La relation correspondant aux aspérités longitudinales s'écrit :

$$E_p = \frac{4}{H_a^2 A^2 (3.81 - 4.38A)} \quad (3.22)$$

La relation 3.22 entre  $E_p$ ,  $A$  et  $H_a$  est représentée sur la figure 3.19. Sur celle-ci, on constate que le modèle de Sutcliffe n'est pas utilisable pour les faibles taux de contact, les taux de contact élevés ou lorsque le substrat reste élastique. Elle est donc peu utilisée en pratique.

### Équation de Marsault [69]

Sur base de ce qui précède, Marsault a établi une relation permettant de calculer l'évolution de l'aire relative de contact dans l'emprise. Cette relation fait intervenir un modèle d'écrasement (Wilson et Sheu [106] ou Sutcliffe [98]) d'aspérités ainsi qu'un profil simplifié - en dents de scie ou de Christensen - utilisé pour représenter les aspérités.

Cette relation s'exprime :

$$\frac{dA}{dx} = \frac{\dot{\epsilon}_x \bar{l}}{V_S E_p} f(h) \quad (3.23)$$

Au vu de la relation 3.14 on a  $f(h) = -\frac{dA}{dh}$ . Par conséquent on peut écrire la relation précédente sous la forme :

$$\frac{dh}{dx} = -\frac{\dot{\epsilon}_x \bar{l}}{V_S E_p} \quad (3.24)$$

La manière d'obtenir cette équation est décrite en détail dans [69, 93]. Celle-ci est valable pour des aspérités, de forme quelconques, décrites par leur fonction de répartition des hauteurs de pics  $f(h)$ .

Comme cela a déjà été mentionné dans l'introduction de cette section, pour établir la relation 3.24 Marsault fait l'hypothèse d'arasement : la matière qui est écrasée est éliminée du modèle.

### Frottement sur les plateaux

Les équations décrites dans les paragraphes précédents permettent de déterminer l'évolution de l'aire relative de contact  $A$  dans l'emprise. Sur base de cette grandeur, on peut alors calculer la pression  $p$  et le cisaillement d'interface  $\tau$  à l'aide des équations de partage :

$$p = Ap_a + (1 - A)p_b \quad (3.25)$$

$$\tau = A\tau_a + (1 - A)\tau_b \quad (3.26)$$

les grandeurs ayant un indice  $a$  sont liées au solide tandis que celles indicées  $b$  sont relatives au fluide.

Les paramètres  $A$  et  $p_a$  sont déterminés à l'aide des équations d'écrasement d'aspérités. La pression et le cisaillement au sein du lubrifiant sont calculés à l'aide de l'équation de Reynolds moyenne comme cela sera expliqué au paragraphe suivant. Il reste alors à déterminer le cisaillement au sommet des aspérités  $\tau_a$ . Pour ce faire, on peut utiliser :

- la loi de Coulomb [23]

$$\tau_a = \mu_a p_a \quad (3.27)$$

Cette loi perd son sens physique lorsque la contrainte de cisaillement  $\tau_a$  dépasse la limite d'élasticité du matériau en cisaillement  $k$  [86].

- la loi de Coulomb-Orowan [79]

$$\tau_a = \min(\mu_a p_a, \tau_m) \text{ avec } \tau_m \leq k \quad (3.28)$$

celle-ci limite le cisaillement lorsque la pression est élevée

- la loi de Tresca [99]

$$\tau_a = \mu_a k \quad (3.29)$$

cette relation est généralement utilisée pour des cas à fortes contraintes [93]

Quelle que soit la loi de frottement utilisée, le coefficient  $\mu_a$  doit être ajusté en fonction des conditions à modéliser. Généralement la valeur du coefficient de frottement est ajustée pour approcher les valeurs expérimentales de la force de laminage et du glissement avant.



### 3.3.4 Écoulement du lubrifiant

La pression au sein du lubrifiant  $p_b$  est calculée à l'aide d'une équation de Reynolds moyenne [69] :

$$\frac{dp_b}{dx} = \frac{12\eta}{\phi_x h_l^3} \left( \frac{V_S + V_R}{2} h_l + \frac{V_S - V_R}{2} R_q \phi_s - d_v \right) \quad (3.30)$$

où  $V_S$  et  $V_R$  sont respectivement la vitesse de la bande et du cylindre. Les paramètres  $\eta$  et  $h_l$  sont respectivement la viscosité et l'épaisseur moyenne du film de lubrifiant. Dans MetaLub, la valeur du débit de lubrifiant  $d_v$  sera déterminée au cours du procédé itératif pour obtenir une pression  $p_b$  nulle en sortie.

Cette équation prend en compte l'influence des aspérités sur le lubrifiant à l'aide de facteurs d'écoulements en pression  $\phi_x$  et en cisaillement  $\phi_s$ . Dans le régime hydrodynamique, ce sont les facteurs d'écoulement de Patir et Cheng [80] qui sont utilisés. Ces expressions ont été étendues aux cas à fort taux de contact par Wilson et Marsault [105]. Ce sont ces facteurs qui sont utilisés dans le cas du régime mixte.

Les expressions de ces facteurs d'écoulements sont également décrites dans [69, 93]. Ceux-ci sont exprimés en fonction de l'épaisseur moyenne du film de lubrifiant  $h_l$ , de la rugosité composite  $R_q$  et du nombre de Peklenik  $\gamma_s$  qui caractérise l'orientation des rugosités de la surface (cfr. figure 3.20)

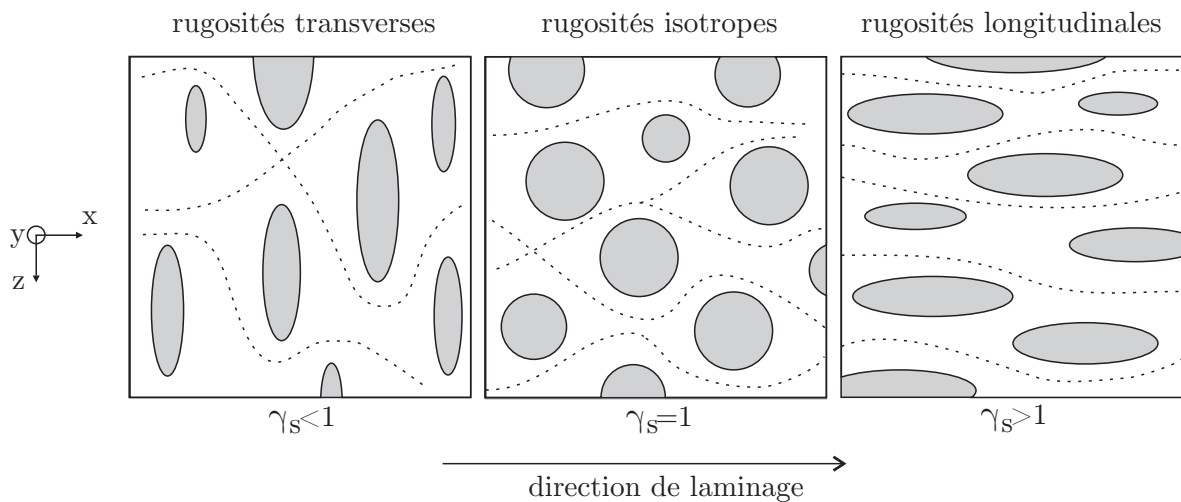


FIGURE 3.20 – Caractérisation de l'orientation des rugosités à l'aide du nombre de Peklenik. D'après [93]. Les lignes en pointillé correspondent aux lignes de courant.

Le paramètre  $\eta$ , de l'équation de Reynolds 3.30, est la viscosité du lubrifiant. Cette grandeur est sensible à la pression et à la température et varie de manière importante dans l'emprise. En effet, la pression maximale à cet endroit peut atteindre 600 - 1000 MPa.

Différentes lois peuvent être utilisées pour prendre en compte cette dépendance. On peut par exemple utiliser la relation de Barus [7]. Dans ce cas, l'expression de la viscosité locale est donnée par

$$\eta = \eta_0 \exp(\gamma_l p_b) \quad (3.31)$$

où  $\eta_0$  la viscosité à la pression de référence et le coefficient de piézoviscosité  $\gamma_l$  dépendent de la nature du lubrifiant.

On peut également utiliser des lois qui prennent en compte la dépendance à la pression et à la température. On peut par exemple faire appel à la loi de Roelands [84] qui s'écrit :

$$\eta = \eta_0 \exp \left( (\ln \eta_0 + 9.67) \left[ \left( 1 + \frac{p_b}{p_r} \right)^{z_{p_b}} \left( \frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} - 1 \right] \right) \quad (3.32)$$

avec

- $p_r$  est une constante qui vaut 196.2 MPa
- $z_{p_b}$  est l'index de pression de la viscosité. Lorsque  $z_{p_b} = 0$ , on a une loi de pure de thermoviscosité.
- $S_0$  est l'index de température de la viscosité. Quand  $S_0 = 0$ , on obtient a une loi pure de piézoviscosité

Pour avoir une équivalence des pentes avec Barus aux faibles pressions, il faut choisir

$$z_{p_b} = \frac{\gamma_l p_r}{\ln \eta_0 + 9.67} \quad (3.33)$$

On peut aussi utiliser la loi WLF [104]. Dans MetaLub, c'est la version suivante de cette loi, modifiée par Yasutomi et al. [108], qui est implémentée :

$$\log \eta(T, p_b) = \log \eta_g - \frac{C_1 [T - T_g(p_b)] F(p_b)}{C_2 + [T - T_g(p_b)] F(p_b)} \quad (3.34)$$

$$\begin{cases} T_g(p_b) = T_g(0) + A_1 \ln(1 + A_2 p_b) \\ F(p_b) = 1 - B_1 \ln(1 + B_2 p_b) \\ \eta_g = 10^{12} Pa.s \end{cases} \quad (3.35)$$

dans cette relation,  $T_g$  est la température de transition vitreuse et  $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$  sont des constantes à déterminer. D'après Yasutomi et al. [108], cette relation permet de décrire des variations de viscosité sur de très grandes plages de température et de pression.

### Cisaillement dans les vallées :

Le taux de cisaillement dans les vallées  $\tau_b$  est donné par [69] :

$$\tau_b = \eta \frac{(1-A)(V_R - V_S)}{h_l} \quad (3.36)$$

### Échauffement du lubrifiant :

Les variations de la température du lubrifiant ont potentiellement deux origines :

- l'autoéchauffement dû au cisaillement
- l'échauffement dû au contact avec les parois des cylindres et de la tôle

D'après Marsault [69] les effets thermiques dus à l'auto-échauffement du lubrifiant sont négligeables. Dès lors, comme dans le modèle de Marsault [69], dans MetaLub, on fait l'hypothèse que la température du lubrifiant est uniforme sur l'épaisseur et que celle-ci correspond à la moyenne des températures locales de la bande  $T_S$  et du cylindre  $T_R$ . La température du lubrifiant  $T_l$  vaut donc :

$$T_l = \frac{T_S + T_R}{2} \quad (3.37)$$

### 3.3.5 Intégration numérique des équations de l'emprise

Dans le modèle numérique, l'emprise est divisée en 4 zones en fonction de la nature des phénomènes physiques à traiter sur les différentes portions de l'emprise (cfr. 3.21). La première est appelée zone d'*entrée hydrodynamique*. L'intégration le long de cette première zone commence au point d'abscisse  $x = -R_0$ . Dans cette zone, il n'y a pas de contact entre le cylindre et la bande, on calcule l'augmentation de la pression au sein du lubrifiant. Ensuite, lorsque la surface lisse du cylindre entre en contact avec les aspérités de la tôle, on entre dans la *zone d'entrée mixte*. Dans ce cas, le substrat de la tôle est élastique. Une fois que la tôle plastifie, on entre dans la *zone de travail mixte*. Enfin, lorsque la bande retourne dans le régime élastique, on passe à la *zone de sortie mixte*.

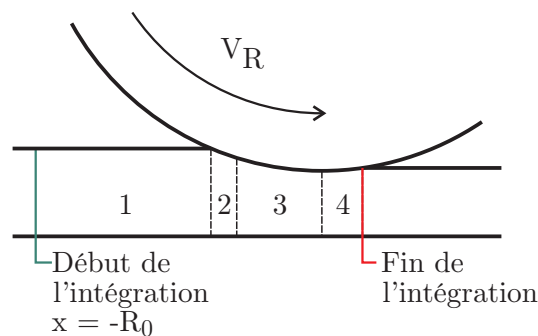


FIGURE 3.21 – Représentation schématique de la division de l'emprise en 4 zones de calculs.

Les comportements représentatifs de ces différentes zones de calcul sont modélisés à l'aide de différents systèmes d'équations différentielles. Ceux-ci sont décrits en détail dans les manuscrits de thèse de Marsault [69] et Stephany [93]. Ces équations différentielles sont intégrées à l'aide de la méthode explicite de Runge-Kutta (Ordre 4). Le pas spatial est adapté automatiquement au cours du calcul en fonction de la précision requise [69, 93].

### 3.3.6 Méthode de résolution

Les systèmes d'équations mentionnés dans le paragraphe précédent sont intégrés pour une vitesse de bande en entrée  $V_{S,1}$  et un débit de lubrifiant  $d_v$  donnés. Ces paramètres ne sont pas connus au début de la simulation. Ils doivent être déterminés de manière itérative au cours du calcul. Il en va de même pour le profil déformé du cylindre. Celui-ci n'est pas connu a priori.

#### Calcul du débit de lubrifiant

La méthode retenue par Marsault [69] et Stephany [93] consiste à utiliser quatre boucles imbriquées. La boucle la plus interne effectue des tirs sur le débit de lubrifiant. Le but étant d'obtenir une valeur du débit qui permet de vérifier la condition  $p_b = 0$  en sortie d'emprise.

En pratique, on définit un intervalle initial de valeurs admissibles pour le débit. Stephany [93] définit celui-ci par :

$$[d_{v,min}, d_{v,max}] = \left[ \frac{V_R R_p}{1000}; V_R R_p \right]$$

où  $R_p$  est l'amplitude maximale de la rugosité par rapport à la ligne moyenne. Le terme  $V_R R_p$  est une limite supérieure du débit de lubrifiant qui peut rentrer dans l'emprise. Cette limite a été établie par Stephany [93]. Ce dernier a choisi d'utiliser une valeur de débit minimal comme une fraction du débit maximal. Après différents essais numériques il a opté pour un ratio de 1/1000.

La méthode de tir utilisée consiste à effectuer des intégrations numériques successives de l'emprise pour différentes valeurs de débit. Le domaine de valeurs admissibles est mis à jour, par dichotomie, après chaque tir de manière à réduire l'intervalle autour de la solution. La situation pour laquelle les bornes du domaine de tirs entourent la solution est représentée sur la figure 3.22.

Le critère à vérifier lorsque la convergence est atteinte est donnée par

$$\left| \frac{p_{b,2}}{\sigma_{Y,1}} \right| < \varepsilon_{p_b} \quad (3.38)$$

où  $p_{b,2}$  est la pression du lubrifiant en sortie d'emprise,  $\sigma_{Y,1}$  est la limite d'élasticité du matériau à l'entrée de l'emprise et  $\varepsilon_{p_b}$  la tolérance fixée par l'utilisateur. La valeur utilisée par défaut dans MetaLub est de 0.01.

Lorsque l'intervalle de débit devient trop petit, c'est-à-dire lorsque :

$$\Delta d_v = \frac{d_{v,max} - d_{v,min}}{d_{v,max} + d_{v,min}} < 10^{-14} \quad (3.39)$$

et que le processus itératif n'a toujours pas fourni de solution au problème, on passe dans un régime dit *haute-vitesse*. Dans ce cas, cette complication vient de fait que le terme de Poiseuille de l'équation de Reynolds est négligeable devant le terme de Couette [69].

$$\underbrace{\phi_x \frac{h_f^3}{12\eta} \frac{\partial p_b}{\partial x}}_{\text{terme de Poiseuille}} \ll \underbrace{\left( \frac{V_R + V_S}{2} \right) h_l}_{\text{terme de Couette}} \quad (3.40)$$

Marsault a donc modifié les systèmes d'équations de la zone de travail et de sortie de manière à prendre en compte cette condition. Ces nouvelles zones de calculs portent le nom de zones de travail et de sortie *hautes vitesses*. Dans celles-ci, on impose la condition  $p_b = p$ . Ainsi, on est certain de vérifier la condition de pression nulle au sein du lubrifiant à la sortie de l'emprise. Notons que la pression d'interface  $p$  calculée dans la zone de travail, que ce soit dans le régime haute vitesse ou basse vitesse, est obtenue sur base de l'intégration des équations élastoplastiques du matériau.

La valeur du débit utilisée dans ce cas est la dernière valeur minimum  $d_{v,min}$  testée lors du processus itératif. La valeur maximale  $d_{v,max}$  aurait en effet donné une pression du lubrifiant négative dans une partie de l'emprise (cfr. figure 3.22) ce qui n'aurait évidemment aucun sens physique.

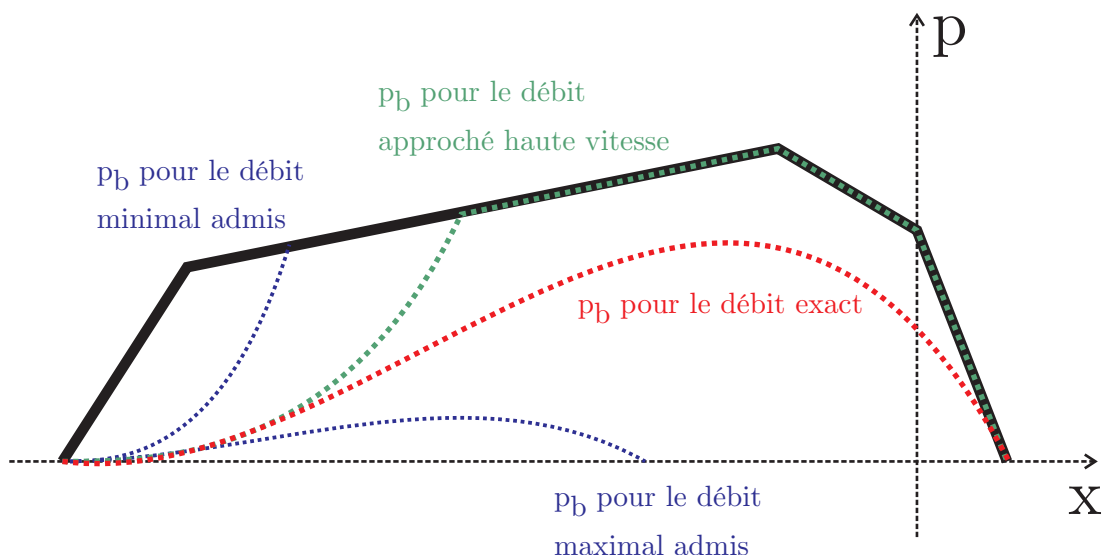


FIGURE 3.22 – Gestion des tirs sur le débit de lubrifiant : bornes compatibles, solution exacte et solution approchée haute vitesse [93].

### Calcul de la vitesse de la bande en entrée

La boucle qui entoure les tirs sur le débit consiste à effectuer des tirs sur la vitesse de la bande en entrée  $V_{S,1}$ . Comme pour le débit, on définit un intervalle de valeurs admissibles :

$$[V_{S,1,min}, V_{S,1,max}] = ]0, V_R[ \quad (3.41)$$

Les bornes du domaine, 0 et  $V_R$ , ne sont pas testées au cours du processus itératif car cela aurait peu de sens physique.

Contrairement aux tirs sur le débit de lubrifiant, la première valeur testée au cours du processus n'est pas située au centre de l'intervalle des valeurs admissibles. Stephany [93] propose d'utiliser :

$$V_{S,1} = \min\left(1; 1.1 \frac{e_{S,2}}{e_{S,1}}\right) V_R \quad (3.42)$$

L'ajustement de la vitesse de la bande en entrée doit permettre de retrouver la tension de consigne en sortie  $\sigma_{x,2,C}$  définie par l'utilisateur dans le jeu de données. Cette condition s'écrit :

$$\frac{|\sigma_{x,2} - \sigma_{x,2,C}|}{\sigma_{Y,1}} < \varepsilon_\sigma \quad (3.43)$$

où  $\sigma_{Y,1}$  est la limite d'élasticité initiale du matériau et  $\varepsilon_\sigma$  une tolérance définie par l'utilisateur. Dans MetaLub, la valeur par défaut est de 0.01.

### Ajustement de la position verticale du cylindre

Une fois que les tirs sur le débit de lubrifiant et sur la vitesse de la bande en entrée ont convergé, il faut encore vérifier que l'épaisseur de la bande en sortie  $e_{S,2}$  calculée lors de la simulation correspond à la valeur consigne spécifiée par l'utilisateur  $e_{S,2,C}$ . Cette valeur est en effet influencée par le retour élastique du matériau.

La condition à vérifier s'écrit :

$$\frac{|e_{S,2} - e_{S,2,C}|}{e_{S,2,C}} < \varepsilon_{e,S} \quad (3.44)$$

où  $\varepsilon_{e,S}$  est une tolérance définie par l'utilisateur. Lorsque cette condition n'est pas satisfaite, on ajuste la position verticale du cylindre. La forme du cylindre est définie par le profil  $e_R(x)$ . On modifie sa position verticale selon [93] :

$$e_R(x) = e_R(x) - \left(\frac{e_{S,2} - e_{S,2,C}}{4}\right) \quad (3.45)$$

### Calcul des déformations du cylindre

Une fois que ces trois boucles de calcul ont fourni une solution, on obtient le profil de pression d'interface  $p$ . Tous ces calculs ont été effectués pour un profil du cylindre  $e_R(x)$  donné (circulaire ou non). Lorsque l'utilisateur le souhaite, il est possible de mettre à jour ce profil en fonction de la pression d'interface. C'est ce qui est fait dans la boucle la plus externe : la boucle sur la déformation du cylindre. Une fois la forme du cylindre mise à jour, à l'aide de la formulation d'Hitchcock ou de Jortner, on recommence l'ensemble du processus itératif : tirs sur le débit de lubrifiant, tirs sur la vitesse de la bande en entrée, et ajustement de la position verticale du cylindre.

On utilise un facteur de relation géométrique  $W$  lors de la mise à jour du profil du cylindre. Le profil cylindre à l'itération  $i + 1$  est donnée par

$$e_{R,i+1} = W_i e_{R,*} + (1 - W_i) e_{R,i} \quad (3.46)$$

où  $e_{R,*}$  est la solution calculée à l'aide de la formulation choisie et  $e_{R,i}$  et profil du cylindre utilisé à l'itération  $i$ . La valeur coefficient de relation  $W_i$  doit parfois être adaptée au cours des itérations pour permettre la convergence. Stephany décrit dans [93] une stratégie pour la mise à jour de ce paramètre.

La simulation s'arrête lorsque le critère sur la forme du cylindre (*Roll Flattening Criterion*) est satisfait. Celui-ci s'écrit [93] :

$$RFC_i \equiv \frac{1}{W_i} \frac{\max_x |e_{R,i+1} - e_{R,i}|}{e_{R,i+1}^{MIN}} < \varepsilon_{eR} \quad (3.47)$$

Le fait d'introduire  $W_i$  au dénominateur de la relation 3.47 permet, au vu de l'équation 3.46, de rendre  $RFC_i$  indépendant du coefficient de relations  $W_i$  utilisé. Dans MetaLub la valeur par défaut de  $\varepsilon_{eR}$  est de 0.01.

### 3.3.7 Modélisation de la sous-alimentation

En plus d'avoir amélioré la stabilité numérique du modèle Marsault [69], Stephany [93] y a ajouté des fonctionnalités comme la prise en compte de la sous-alimentation. Cette fonctionnalité permet à l'utilisateur de spécifier la quantité d'huile qui rentre dans l'emprise.

Celle-ci a été implémentée comme un enchaînement de zones sèches et lubrifiées. Les zones sèches ont été obtenues en annulant les termes de pression du lubrifiant  $p_b$  des équations développées par Marsault et en retirant l'équation de Reynolds moyenne du système.

Dans ce cas, l'intégration de l'emprise débute en cas sec. Une épaisseur initiale de film  $h_l$  est néanmoins présente sur la bande. Un test est effectué après chaque pas spatial. Une fois que la condition  $h_v > h_l$  n'est plus remplie (nb :  $h_v$  représente la hauteur des vallées), le lubrifiant est mis sous pression. Le calcul de l'emprise se poursuit donc en intégrant les équations relatives aux zones lubrifiées.

Cette fonctionnalité est très importante pour modéliser des conditions industrielles de laminage. Par exemple, lorsqu'on étudie la sensibilité des résultats à la vitesse de laminage, la force de laminage peut augmenter ou diminuer selon les cas. Lorsque l'emprise absorbe autant d'huile qu'elle le peut, on parle de lubrification surabondante, la quantité de lubrifiant entraînée par le cylindre et la bande dans l'emprise augmente avec la vitesse de laminage. Ceci a pour effet de réduire le frottement dans l'emprise et ainsi la force de laminage. On rencontre ce type de comportement lorsque l'emprise est lubrifiée avec une huile entière. On peut néanmoins également observer le comportement inverse, notamment lorsqu'on utilise des émulsions. Dans ce cas, la quantité de lubrifiant présente à l'entrée de l'emprise est limitée. Lorsque la vitesse augmente, la quantité de lubrifiant qui rentre dans l'emprise n'augmente pas autant que dans le cas précédent. Le frottement a donc tendance à croître et la force augmente. L'avantage que présente une emprise sous-alimentée est qu'elle permet d'atteindre des vitesses de laminage élevées tout en évitant le régime hydrodynamique synonyme d'un état de surface inadapté et d'un risque de patinage.

Des modifications ont été apportées à MetaLub dans le cadre de cette thèse. Celles-ci ont permis de remplacer les lois analytiques d'écrasement d'aspérités par des simulations éléments finis réalisées à l'aide du logiciel Metafor. On peut ainsi s'affranchir de l'hypothèse d'arasement et traiter des cas où la tôle et l'outil ont des profils de rugosité réalistes. Cette nouvelle fonctionnalité est valable en cas sec. Les modifications apportées aux équations sont décrites au chapitre 5.

Dans la section suivante, on décrit une application originale du modèle MetaLub sur des conditions de laminage rencontrée sur le site de Tilleur lors de l'essai d'un nouveau système de lubrification flexible.



### 3.4 Modélisation de conditions de laminage rencontrées en lubrification flexible

Un nouveau système de lubrification a été installé sur les cages 1 et 3 du laminoir de Tilleur en septembre 2011. La figure 3.23 montre les rampes d'aspersions de cette installation.



FIGURE 3.23 – Photos des rampes du système d'aspersion utilisé sur les cages 1 et 3 du laminoir 4 cages de Tilleur. À gauche : entrée de la cage 1. À droite : entrée de la cage 3.

Ce nouveau système permet d'ajuster en temps réel la concentration de l'émulsion utilisée en chacune des cages. Le premier objectif est de réduire de 30 % la consommation d'huile du laminoir. Le deuxième objectif est d'obtenir un meilleur contrôle de la force en cage 1 lors du laminage d'acier à haute limite d'élasticité. A l'aide de ce nouveau système, on pourra en effet adapter les conditions de lubrification à la nuance d'acier laminé. Cette nouvelle méthode, appelée lubrification flexible [58] est aujourd'hui en cours d'industrialisation au sein du groupe ArcelorMittal.

Dans cette section, on modélise, à l'aide du logiciel MetaLub, des conditions de fonctionnement mesurées lors de la phase de test de ce nouveau système en cage 1 du laminoir de Tilleur. On décrit tout d'abord les hypothèses du modèle. Ensuite, on analyse les résultats obtenus pour différents paliers de vitesse à concentration constante. Trois valeurs de concentration ont été testées : 4, 7 et 14 %. Enfin, on traite un cas de laminage à vitesse constante au cours duquel la concentration varie par palier de 4 à 14 %.

### 3.4.1 Hypothèses du modèle

#### Conditions de laminage

Les valeurs des tensions et des épaisseurs à l'entrée et à la sortie sont constantes pour l'ensemble des points de fonctionnement étudiés ici. Ces valeurs sont indiquées dans le tableau 3.1. La force de laminage et le glissement avant ont été mesurés lors des essais. Ces valeurs, qui dépendent de la concentration de l'émulsion et de la vitesse de laminage qui varient, sont utilisées pour ajuster des paramètres du modèle tels que le coefficient de frottement sur les plateaux.

Tension à l'entrée $\sigma_1$	59 MPa
Tension à la sortie $\sigma_2$	135 MPa
Épaisseur d'entrée $e_{s,1}$	2.65 mm
Épaisseur de sortie $e_{s,2}$	1.65 mm
Réduction	37.7 %

TABLEAU 3.1 – Conditions en entrée et en sortie de la cage 1 du site de Tilleur lors de la phase de tests du MIDAS.

#### Matériau de la bande

On ne possède pas la courbe de traction relative au matériau laminé. Cette courbe aurait permis d'identifier le comportement élastoplastique de la bande. Néanmoins, on dispose d'une loi empirique utilisée à Tilleur, qui permet d'obtenir la limite d'élasticité moyenne dans la cage. Pour le cas traité ici, on a une valeur de :

$$\sigma_Y = 630 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

On a décidé d'utiliser une loi élastique parfaitement plastique pour modéliser le comportement de la bande. Cependant, au vu de la faible précision que l'on a sur la valeur de  $\sigma_Y$ , ce paramètre sera ajusté sur des mesures expérimentales de force et de glissement.

#### Déformations du cylindre

Le cylindre de travail a un diamètre de 517 mm. La méthode de Jortner est utilisée pour calculer ses déformations. Ce cylindre est en acier. On utilise donc un modèle de Young  $E_R$  de 210 GPa et un coefficient de Poisson  $\nu_R$  de 0.3.

#### Rugosité composite

On dispose de la rugosité de la bande avant laminage  $R_{q,S}$  ainsi que la rugosité du cylindre neuf et usé  $R_{q,R}$ . Le cylindre usé a laminé 122 km de tôle. Comme les points de fonctionnement modélisés ici ont été obtenus pour un kilométrage compris entre 75 et 83 km, on a choisi d'utiliser les paramètres relatifs au cylindre usé.

Les valeurs des paramètres sont indiquées dans le tableau suivant :

$R_{q,S}$	$R_{q,R}$
1.721 [ $\mu m$ ]	0.695 [ $\mu m$ ]

TABLEAU 3.2 – Rugosité quadratique de la bande et du cylindre utilisée pour calculer la rugosité composite  $R_{q,c}$  utilisée dans MetaLub.

Dans MetaLub, la tôle rugueuse est écrasée par un outil lisse. Pour prendre en compte la rugosité de la tôle et de la bande dans le modèle, on fait appel à la notion de rugosité composite  $R_{q,c}$  :

$$R_{q,c} = \sqrt{R_{q,S}^2 + R_{q,R}^2} \quad (3.49)$$

où  $R_{q,s}$  et  $R_{q,r}$  sont les rugosité quadratiques de la bande et du cylindre.

Dans ce cas, on trouve  $R_{q,c} = 1.8563 \mu m$ . Cette rugosité a été modélisée à l'aide d'un profil d'aspérités de Christensen.

La demi-distance entre aspérités  $\bar{l}$  prise en compte dans le modèle a été choisie afin d'obtenir une pente moyenne des aspérités de  $15^\circ$ . Dans ce cas, on obtient

$$\bar{l} = 41.57 \mu m \quad (3.50)$$

Les cylindres de travail utilisés lors des essais sont rectifiés. Ils ont donc une rugosité longitudinale. Les facteurs d'écoulement de l'équation de Reynolds moyenne en tiennent compte à l'aide du nombre de Peklenik  $\gamma_S$ . On a choisi  $\gamma_S = 9$  qui est une valeur typiquement utilisée par Stephany [93] pour traiter ce type de cas.

### Loi de frottement

On utilise la loi de Coulomb pour calculer le cisaillement sur les plateaux.

$$\tau_a = \mu_a p_a \quad (3.51)$$

Il n'est pas nécessaire d'utiliser la loi de Coulomb-Orowan car le cisaillement obtenu dans ces simulations est largement en deçà de la limite d'élasticité en cisaillement  $k$ .

Le coefficient de frottement sur les plateaux est inconnu a priori. Cette valeur a été ajustée de manière à pouvoir modéliser l'ensemble des points de fonctionnement traités ici avec un paramètre  $\mu_a$  unique. Le matériau à laminier est en effet identique pour les différents points de fonctionnement étudiés ici. Il n'y a donc pas de raison de faire varier ce coefficient d'une simulation à l'autre. La méthodologie utilisée pour ajuster la valeur de ce paramètre est décrite dans la suite de cette section.

### Modélisation du comportement du lubrifiant

On modélise le comportement de l'huile à l'aide de la loi WLF :

$$\log \eta(T, p_b) = \log \eta_g - \frac{C_1 [T - T_g(p_b)] F(p_b)}{C_2 + [T - T_g(p_b)] F(p_b)} \quad (3.52)$$

$$\begin{cases} T_g(p_b) = T_g(0) + A_1 \ln(1 + A_2 p_b) \\ F(p_b) = 1 - B_1 \ln(1 + B_2 p_b) \\ \eta_g = 10^{12} \text{ Pa.s} \end{cases} \quad (3.53)$$

Les paramètres utilisés ont été identifiés sur les mesures expérimentales représentées sur la figure 3.24.

Dans nos simulations, on a fait l'hypothèse que la température du lubrifiant est constante dans l'emprise. On a choisi une température de 50°C.

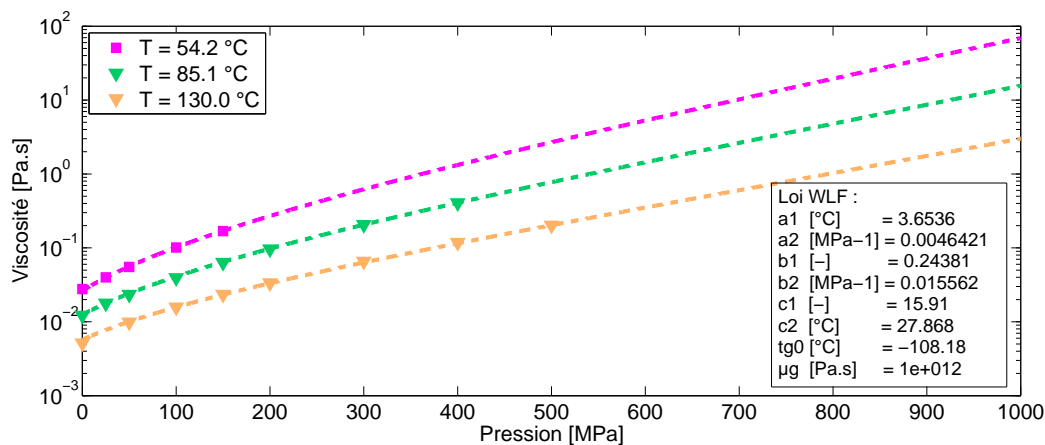
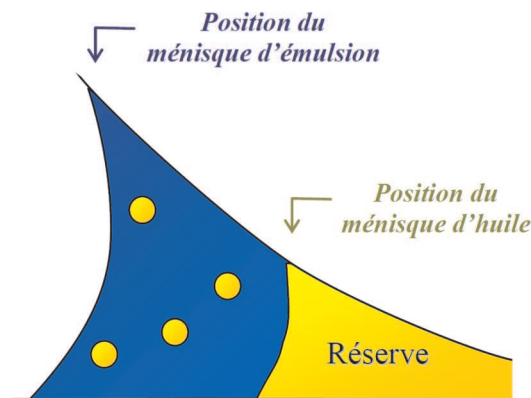


FIGURE 3.24 – Comportement piézo visqueux de l'huile A pour différentes températures [100]. Comparaison des points expérimentaux aux courbes obtenues après identification des paramètres de la loi WLF.

### Sous-alimentation

L'effet de la variation de la vitesse de laminage sur la force et le glissement avant est modélisé en ajustant l'épaisseur de film d'huile à l'entrée de l'emprise. Cette hypothèse se base sur les expériences de Zhu [110]. Celui-ci a étudié un cylindre tournant au dessus d'un plan. Le système est lubrifié avec une émulsion. À l'aide d'un système optique, il a pu observer la formation d'une réserve de lubrifiant à l'entrée de l'emprise. Celle-ci est représentée schématiquement sur la figure 3.25. Zhu a également constaté que cette réserve de lubrifiant diminuait lorsque la vitesse augmentait. Bien que ce système soit différent du laminage, dans la mesure où il traite un cas élasto-hydrodynamique, on applique ces observations ici.



**FIGURE 3.25** – Formation d'une réserve d'huile en amont de l'emprise. L'huile joue le rôle de lubrifiant tandis que l'eau, repoussée en amont, joue le rôle de thermorégulateur [18]. L'huile est représentée en jaune tandis que l'eau est représentée en bleu.

Différents travaux sont entièrement dédiés à l'étude de la lubrification en laminage à froid à l'aide d'émulsions. Le lecteur intéressé consultera par exemple le manuscrit de thèse de Cassarini [18].

### Ajustement des paramètres

Deux paramètres numériques sont à déterminer. Il s'agit :

- du coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$
- de la limite d'élasticité du matériau (supposé élastique parfaitement plastique)

On souhaite pouvoir modéliser l'ensemble des conditions de laminage rencontrées lors des essais sans devoir modifier les valeurs de ces paramètres. Pour couvrir l'ensemble de la gamme de forces et de glissements, on a recalé ces deux paramètres sur deux points de fonctionnement :

- laminage à faible vitesse 1.63 m/s avec une concentration élevée de 14 %
- laminage à vitesse élevée 6.65 m/s avec une concentration faible de 4 %

Les courbes de force de laminage (par exemple sur la figure 3.27) mesurées lors des essais montrent que la force augmente avec la vitesse. L'hypothèse la plus plausible est une sous-alimentation de l'emprise. La quantité de lubrifiant qui rentre effectivement dans l'emprise est inconnue. On a imposé ces valeurs de manière arbitraire. Le cas à faible vitesse a été modélisé dans des conditions de lubrification surabondante : l'emprise absorbe autant d'huile qu'elle le peut. Le cas à vitesse élevée a lui été traité en sous-alimentation. Dans ce cas, l'épaisseur de film d'huile a été fixée arbitrairement à 1% de la distance entre les pics et les creux du profil d'aspérités traité, soit  $0.056 \mu m$ .

En procédant de la sorte, on trouve par identification un coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$  de 0.058 et une limite d'élasticité  $\sigma_{y,0}$  de la bande de 490 MPa.

Afin de modéliser l'ensemble des points de fonctionnement en sous-alimentation, on a ajusté l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_{lub,in}$  à l'entrée sur le cas basse vitesse en conservant les paramètres  $\mu_a$  et  $\sigma_{y,0}$  constants. Une valeur  $h_{lub,in}$  de  $1 \mu m$  peut être utilisée pour traiter ce cas.

### 3.4.2 Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 7%

#### Traitement des données

Les données expérimentales sont représentées en noir (traits fins) sur les figures 3.27 et 3.26. Celles-ci ont été obtenues lors d'un essai où la concentration de l'émulsion utilisée est de 7% et où la vitesse de laminage  $V_R$  varie par paliers de 1.403 à 6.57 m/s. Ces courbes sont bruitées. Elles ont donc été filtrées. Les signaux filtrés sont représentés en noir (traits épais). Les paliers de vitesse sont délimités par des flèches sur ces figures. Pour chacun des paliers, on a sélectionné un couple force de laminage – glissement avant. Ceux-ci ont été choisis, à la fin de chacun des paliers, de manière à éviter les effets transitoires. L'ensemble des données expérimentales présentées dans cette section a été traité de cette manière.

### Force de laminage et glissement

Le glissement avant et la force de laminage sont représentés sur les figures 3.26 et 3.27. On constate que les résultats obtenus avec MetaLub sont très proches des données expérimentales sélectionnées sur chacun des 5 paliers. Pour la force, l'erreur relative maximale est de l'ordre de 1%.

L'épaisseur du film d'huile à l'entrée de l'emprise a été ajustée pour approcher les résultats expérimentaux. On constate que les valeurs ainsi obtenues diminuent lorsque la vitesse augmente. Cette évolution est représentée sur la figure 3.28.

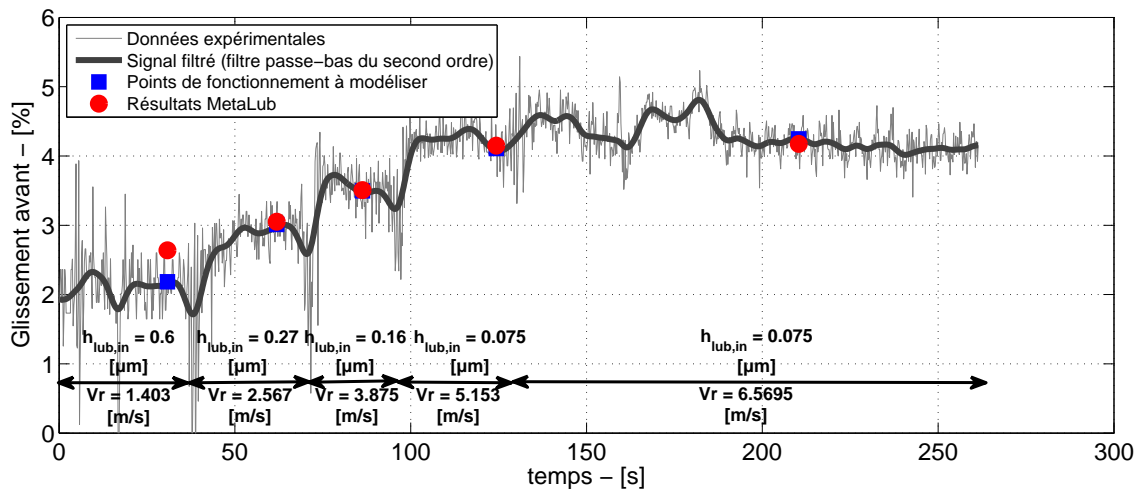


FIGURE 3.26 – Glissement avant pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur.

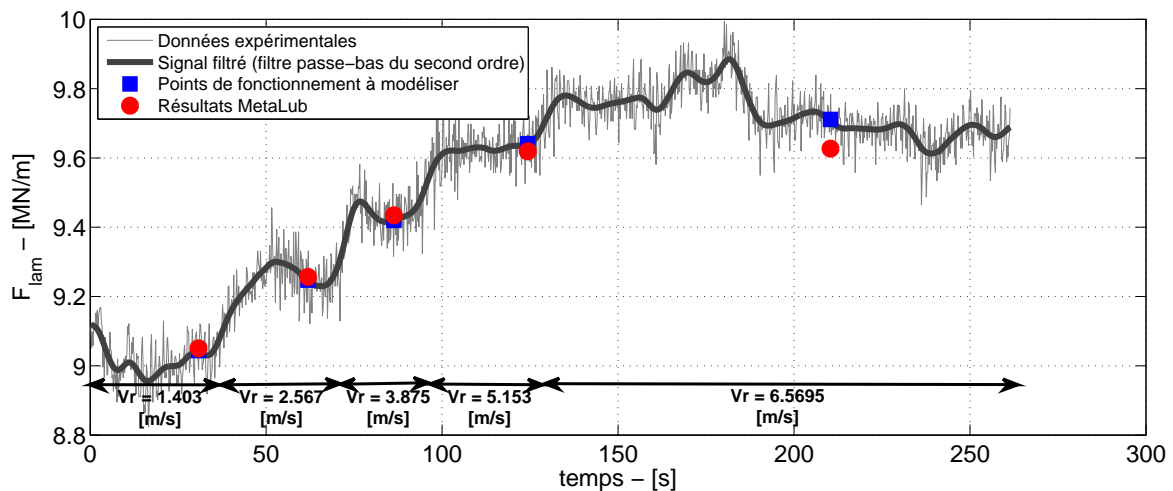


FIGURE 3.27 – Force de laminage pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur

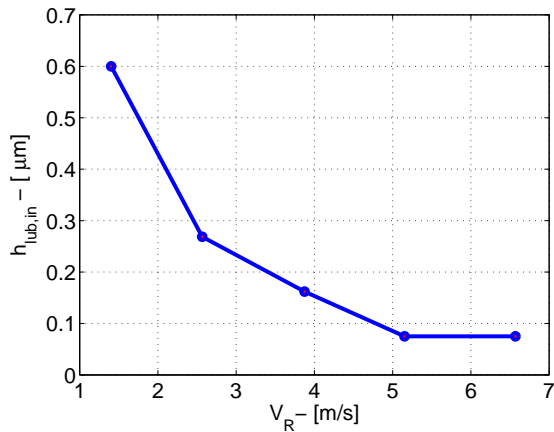


FIGURE 3.28 – Épaisseur de film d’huile à l’entrée de l’emprise utilisée dans le modèle MetaLub. Concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur.

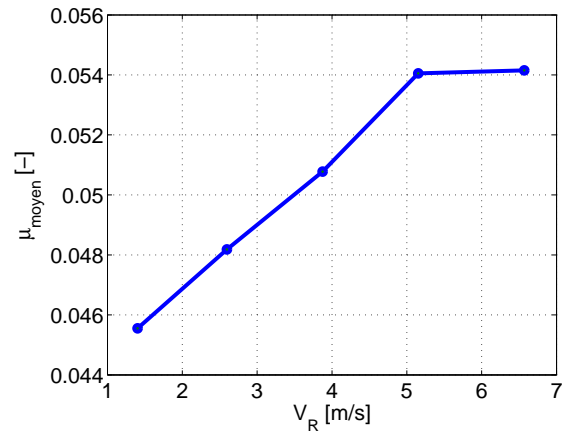


FIGURE 3.29 – Coefficient de frottement moyen dans l’emprise en fonction de la vitesse de laminage. Modélisation du cas de concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur.

### Pression et cisaillement d’interface

On a tracé les profils de pression d’interface pour 3 paliers de vitesses. Les vitesses choisies correspondent à des vitesses faible, moyenne et élevée, respectivement 1.4, 3.9 et 6.6 [m/s]. Sur la figure 3.30, on constate que la pression maximale augmente avec la vitesse ce qui traduit bien l’augmentation de la force de laminage. On constate également que le maximum se décale vers la gauche, signe que le point neutre s’éloigne de la sortie de l’emprise.

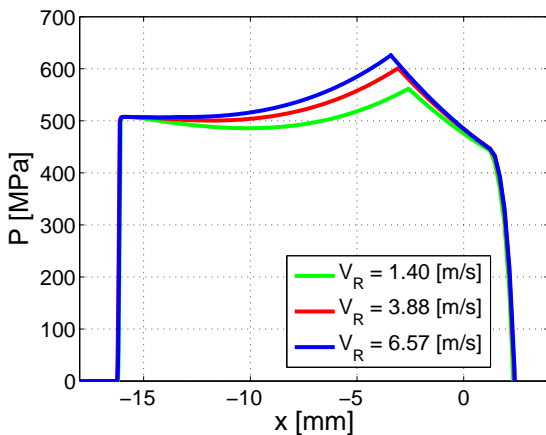


FIGURE 3.30 – Pression d’interface pour trois niveaux de vitesse. Concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur

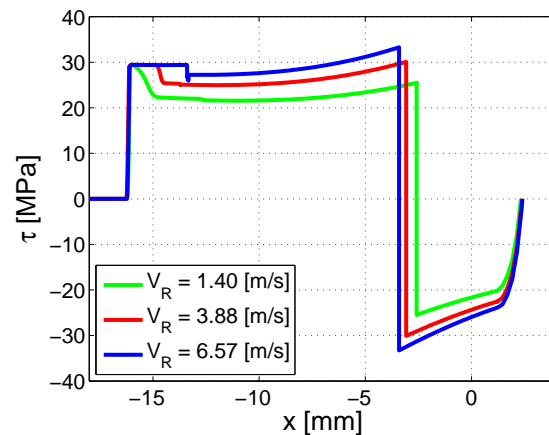


FIGURE 3.31 – Cisaillement d’interface pour trois niveaux de vitesse. Concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur

On fait la même constatation sur le profil de cisaillement d’interface représenté à la figure 3.31. La transition entre les parties positives et négatives du frottement, matérialisant le point neutre, se déplace vers l’entrée de l’emprise. De plus, on constate que l’aire sous la courbe ( $\int |\tau| dx$ ), qui représente l’énergie dissipée par frottement, augmente avec la vitesse.



Sur la figure 3.31, on constate que le cisaillement d'interface augmente de manière importante à l'entrée de l'emprise. L'aire relative de contact croît donc de manière importante, ce qui engendre des valeurs de cisaillement élevées. Ensuite, le lubrifiant est mis sous pression. Cela se manifeste par une diminution du cisaillement d'interface  $\tau$ . Plus l'épaisseur du film de lubrifiant à l'entrée est importante plus cette diminution est proche de l'entrée de l'emprise. Ensuite, le cisaillement croît de manière parabolique, jusqu'à la discontinuité de la courbe au niveau du point neutre.

L'évolution du frottement moyen dans l'emprise est représentée sur la figure 3.29. Celui-ci est calculé par la relation :

$$\mu_{moyen} = \frac{\int_{L_e} |\tau| dx}{\int_{L_e} p dx} \quad (3.54)$$

On constate que  $\mu_{moyen}$  augmente lorsque l'épaisseur du film d'huile à l'entrée  $h_{lub,in}$  diminue. Celle-ci diminue lorsque la vitesse varie de 1.4 à 5.15 m/s (cfr. figure 3.28).

### Déformations du cylindre

Dans le cas présent, les déformations du cylindre sont faibles. Celles-ci sont représentées, pour trois valeurs de vitesse, sur la figure 3.32. La longueur de l'emprise ne varie donc pratiquement pas avec la vitesse. Il en va donc de même pour les courbes d'épaisseur de tôle et la déformation plastique équivalente dans l'emprise (cfr. figure 3.33).

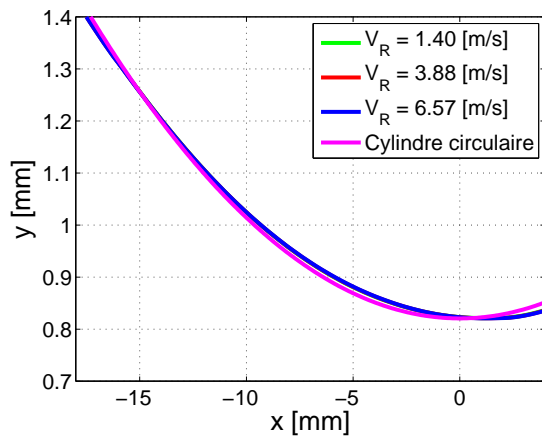


FIGURE 3.32 – Comparaison du cylindre déformé, pour différentes vitesses de laminage, avec un profil de cylindre circulaire. Modélisation du cas de concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur

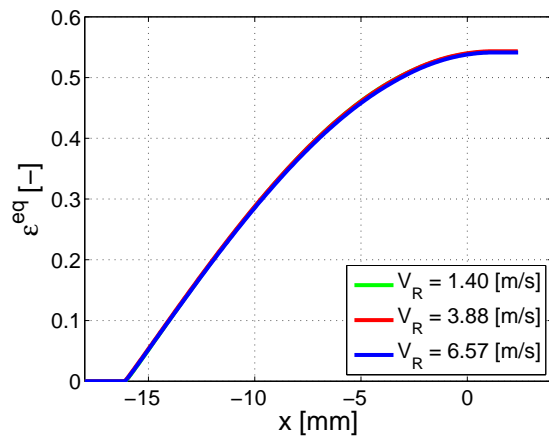


FIGURE 3.33 – Déformation plastique équivalente dans la bande pour différentes vitesses de laminage. Modélisation du cas de concentration de 7.2 % – Bobine 6839 – Cage 1 Tilleur

### 3.4.3 Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 14%

Comme dans le cas précédent, on a comparé les résultats numériques obtenus pour différentes valeurs d'épaisseur de film de lubrifiant aux mesures de la force de laminage et du glissement. On constate un très bon accord entre ces deux types de résultats (cfr. figure 3.34 et 3.35).

Sur la figure 3.35 on constate que la variation de la force de laminage rencontrée avec une concentration de 14 % est moins marquée qu'avec une émulsion à 7%. La force maximale dans le cas à 14 % est de 9.38 MN/m contre 9.71 MN/m pour une émulsion à 7%.

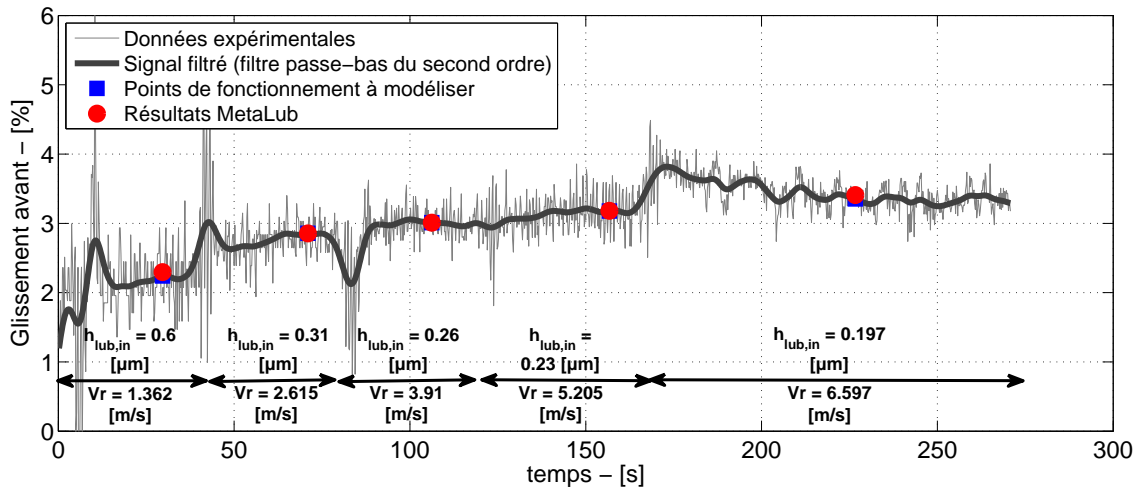


FIGURE 3.34 – Glissement avant pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 14 % – Bobine 6840 - Cage 1 Tilleur

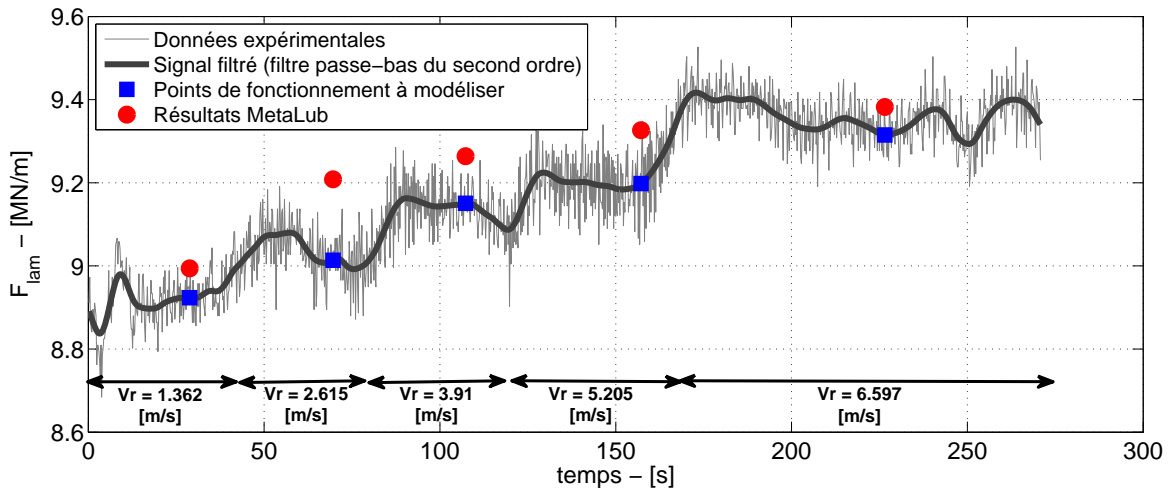


FIGURE 3.35 – Force de laminage pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 14 % – Bobine 6840 – Cage 1 Tilleur

La valeur de l'épaisseur de film d'huile à basse vitesse est identique mais sa variation avec la vitesse est beaucoup plus faible lorsque la concentration de l'émulsion est de 14% comme le montre la figure 3.36.

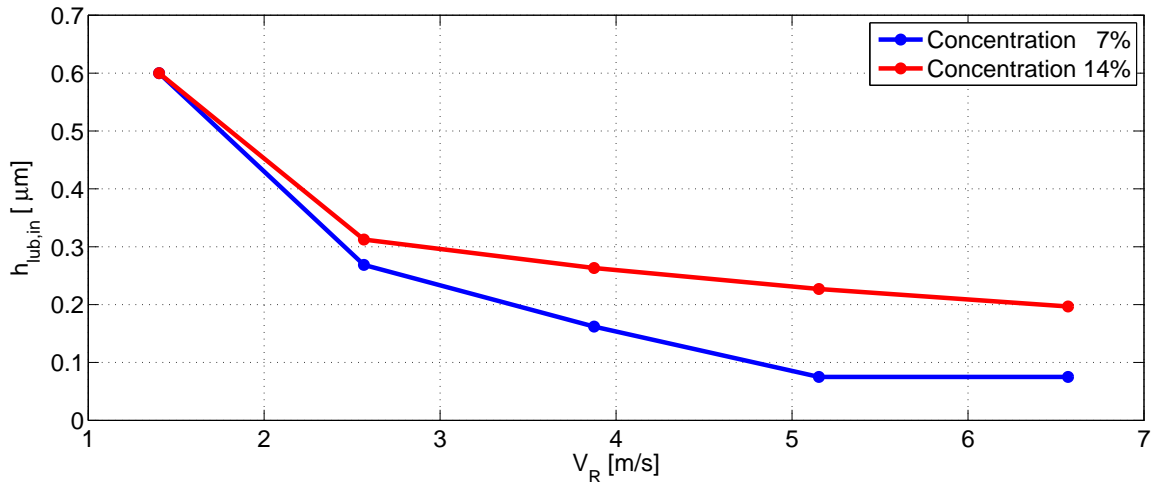


FIGURE 3.36 – Épaisseur de film de lubrifiant à l'entrée utilisée dans MetaLub pour modéliser les conditions de laminage rencontrées avec les émulsions de 7 et 14 % pour des paliers de vitesse croissants.

### 3.4.4 Augmentation de la vitesse par paliers : concentration de 4%

Les résultats obtenus avec une concentration d'huile de 4% sont représentés sur les figures 3.37 et 3.38. Les tendances et les épaisseurs de film d'huile à l'entrée sont similaires à celles obtenues avec une émulsion à 7%.

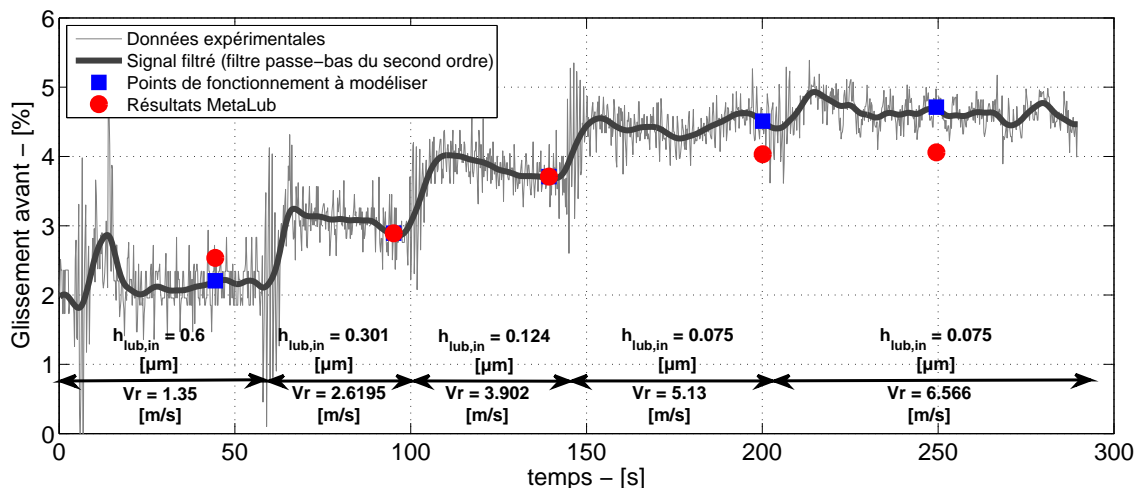


FIGURE 3.37 – Glissement avant pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 4 % – Bobine 6841 – Cage 1 Tilleur.

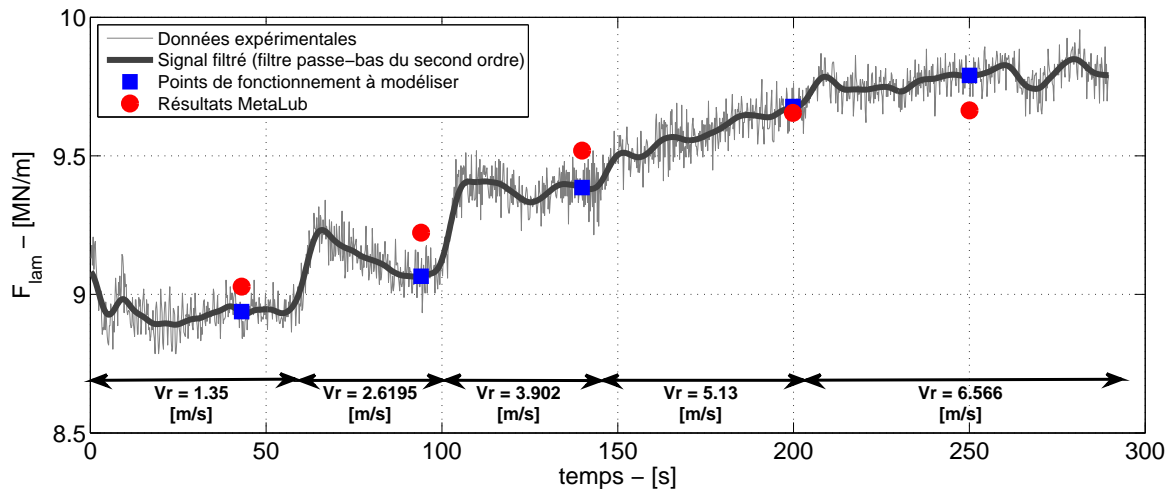


FIGURE 3.38 – Force de laminage pour des paliers progressifs de vitesse – Concentration de 4 % – Bobine 6841 – Cage 1 Tilleur

### 3.4.5 Diminution de la concentration par paliers à vitesse constante $V_R = 5.1 \text{ m/s}$

Les évolutions temporelles du glissement avant et de la force de laminage sont représentées sur les figures 3.39 et 3.40. Comme pour dans les cas précédents où on modélisait l’effet de la vitesse à concentration constante, on a déterminé l’épaisseur de film de lubrifiant permettant d’approcher les conditions expérimentales.

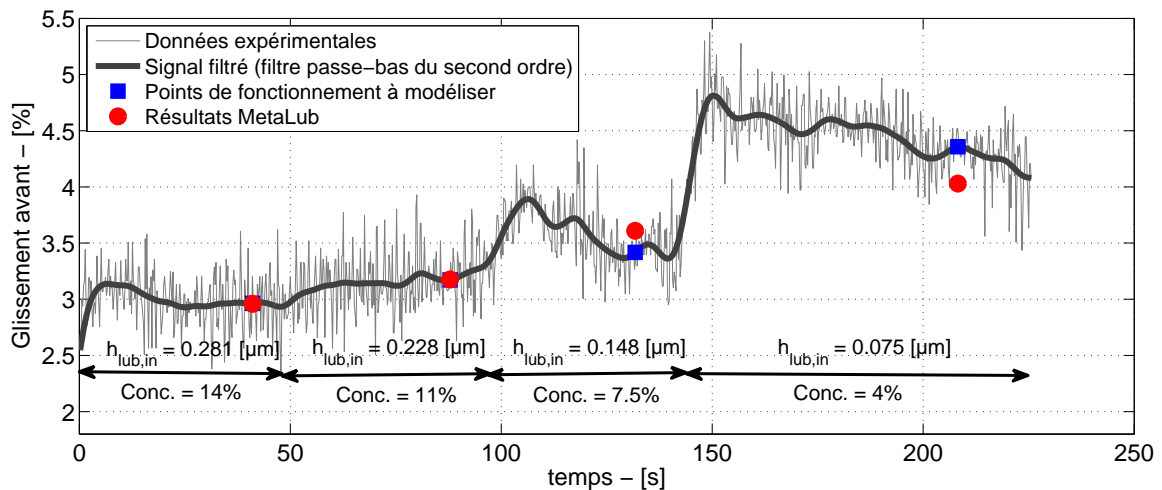


FIGURE 3.39 – Glissement avant pour des paliers dégressifs de concentration –  $V_R = 5.175 \text{ m/s}$  – Bobine 6843 – Cage 1 Tilleur

Sur la figure 3.39, on constate qu’une diminution de la concentration d’huile se matérialise, comme attendu, en une diminution de l’épaisseur de film de lubrifiant à l’entrée.

L'accord entre les résultats numériques et expérimentaux est très bon : on trouve des résultats à la fois très proches du glissement et de la force.

Comme les gammes de forces de laminage et de glissement avant sont identiques à celle rencontrée dans les cas précédents, on n'effectuera pas une étude plus détaillée des résultats au sein de l'emprise. Ces résultats sont en effet très proches de ceux décrits précédemment.

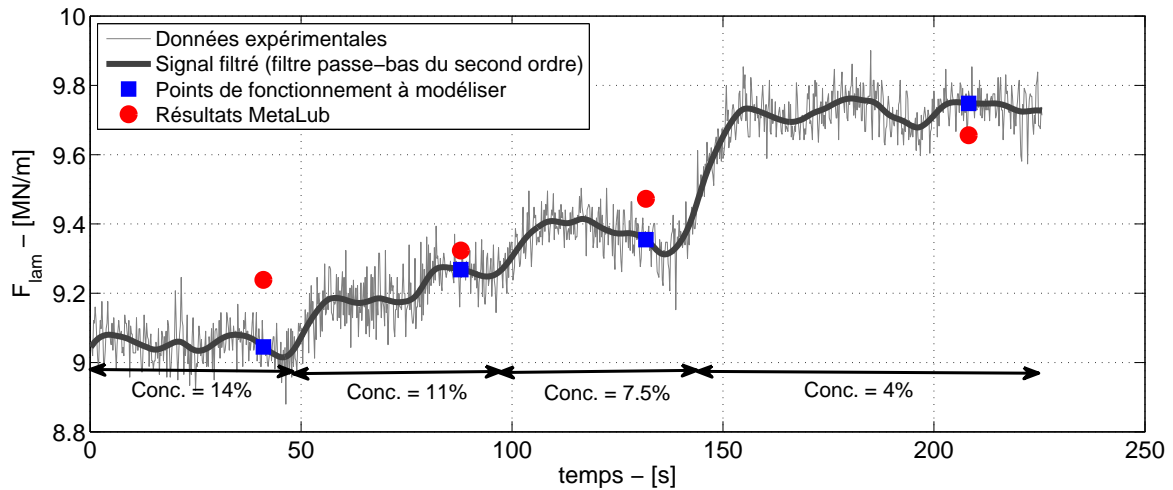


FIGURE 3.40 – Force de laminage pour des paliers dégressifs de concentration –  $V_R = 5.175 \text{ m/s}$  – Bobine 6843 – Cage 1 Tilleur

### 3.4.6 Conclusion

L'analyse des résultats effectuée dans cette section montre qu'il est possible de modéliser des cas lubrifiés avec une émulsion. L'ensemble des résultats a été obtenu avec une valeur unique du coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$ .

L'effet des variations de concentration en huile et celui de la vitesse a été modélisé en ajustant l'épaisseur du film de lubrifiant à l'entrée de l'emprise. Les variations de ce paramètre présentent les tendances attendues. À savoir, une diminution de l'épaisseur de film avec l'augmentation de la vitesse ou une diminution de la concentration.

À terme, la valeur de l'épaisseur de film en entrée sera fournie par un modèle numérique [40] développé à l'Université de Bordeaux. Celui-ci permet de modéliser l'impact des gouttes d'émulsion sur une tôle en mouvement.

La modélisation présentée ici a cependant ses limites. Il y a très certainement des effets qui ne sont pas pris en compte dans ce modèle. On pense par exemple aux augmentations de la température du cylindre et de la bande lorsque la quantité d'huile qui rentre dans l'emprise diminue.

## 3.5 Épaisseur de film d'huile dans l'emprise

L'analyse numérique des résultats traités dans la section précédente montre que la quantité de lubrifiant qui rentre dans l'emprise influence la force de laminage, le glissement avant, la puissance consommée, etc. Des actions ont donc été entreprises par ArcelorMittal pour mesurer l'épaisseur de film de lubrifiant au sein de l'emprise. Un processus expérimental, basé sur des ondes ultrasonores, a été développé à l'Université de Sheffield et testé sur le laminoir pilote d'ArcelorMittal à Maizières-Lès-Metz. Lors d'un séjour à Sheffield, on a effectué, à l'aide de MetaLub, une brève étude numérique d'un point de fonctionnement rencontré lors de ces essais. Le principe sur lequel se basent les expériences est brièvement rappelé. Ensuite, les résultats numériques sont analysés et comparés aux mesures expérimentales.

### 3.5.1 Méthode expérimentale

Des mesures relatives à l'interface entre deux corps en contact peuvent être effectuées à l'aide d'ondes ultrasonores. En pratique, un capteur piézo-électrique émet un signal en direction de l'interface. À cet endroit, une partie du signal est réfléchi et renvoyé en direction du capteur. Le ratio entre ces deux signaux permet de calculer le coefficient de réflexion  $R$

$$R = \frac{z_1 - z_2}{z_1 + z_2} \quad (3.55)$$

où  $z_1$  et  $z_2$  représentent l'impédance acoustique des matériaux situés des deux côtés de l'interface. Cette grandeur correspond au produit de la masse volumique  $\rho$  et de la vitesse du son au sein du matériau  $c$ . Le coefficient de réflexion vaut 1 lorsque l'entièreté du signal est réfléchi et vaut 0 lorsqu'il est entièrement transmis [50].

Lorsque la longueur d'onde du signal est grande devant l'épaisseur de l'interface, celle-ci peut être vue comme un réflecteur unique. Le coefficient  $R$  s'exprime alors par

$$R = \frac{z_1 - z_2 + i\omega(z_1 z_2 / K_u)}{z_1 + z_2 + i\omega(z_1 z_2 / K_u)} \quad (3.56)$$

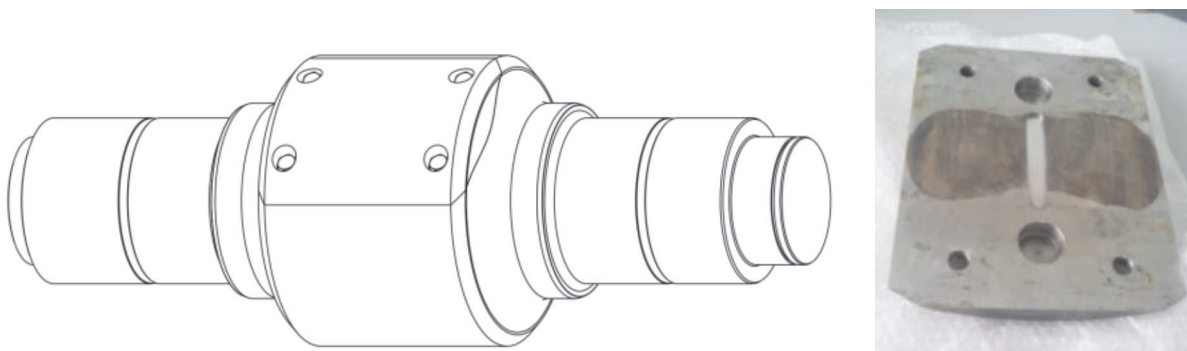
où  $K_u$  est la raideur de l'interface et  $\omega$  la fréquence du signal. La relation suivante donne l'amplitude du coefficient de réflexion

$$|R| = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2K_u}{\omega z}\right)^2}} \quad (3.57)$$

Pour l'obtenir, on fait l'hypothèse que le matériau des deux côtés de l'interface est identique :  $z = z_1 = z_2$ .

Cette méthode a été utilisée pour étudier le contact entre deux surfaces rugueuses en l'absence de lubrifiant [30]. En pratique, la raideur de l'interface a été mesurée lors de cycles de charge-décharge. Les auteurs ont ensuite utilisé le modèle numérique de Webster et Sales [102] qui permet de calculer l'écrasement d'un profil réel d'aspérité par un corps lisse courbé. Le but de cette comparaison est d'aider à l'interprétation des mesures expérimentales. La raideur calculée à l'aide du modèle est inférieure à celle observée expérimentalement. Ceci est probablement dû au fait que le modèle numérique ne prend pas en compte les déformations plastiques des aspérités.

Il est également possible d'effectuer des mesures sur des contacts lubrifiés. Dans ce cas, deux signaux sont nécessaires : des ondes longitudinales, qui mesurent la raideur des aspérités et du lubrifiant, et des ondes transversales qui permettent de déterminer la raideur des aspérités. Sur base de ces deux mesures, il est possible de calculer la raideur ultrasonore du lubrifiant qui est liée à l'épaisseur de film. C'est cette méthode qui a été utilisée dans les essais réalisés sur le laminoir pilote. Pour pouvoir effectuer des mesures dans l'emprise, les capteurs dont la taille caractéristique est de quelques millimètres, ont été montés sur le cylindre après qu'une découpe ait été effectuée sur celui-ci (cfr. figure 3.41).



**FIGURE 3.41** – À gauche : schéma du cylindre sur lequel le capteur ultrasonore a été monté en vue des essais réalisés sur un laminoir pilote. À droite : découpe du cylindre sur laquelle les capteurs, dont la taille caractéristique est de l'ordre de quelques millimètres, ont été montés.

### 3.5.2 Modélisation du cas de laminage à l'aide de MetaLub

Les conditions de laminage étudiées ici sont résumées dans le tableau 3.3. Ce sont ces paramètres qui ont été utilisés dans le modèle. Les hypothèses effectuées lors de la modélisation de ce cas sont décrites dans les différents points ci-dessous. Les résultats numériques obtenus sont comparés à l'expérience dans la section 3.5.3.

Tension à l'entrée $\sigma_1$	39 MPa
Tension à la sortie $\sigma_2$	117 MPa
Épaisseur d'entrée $e_{S,1}$	2.780 mm
Épaisseur de sortie $e_{S,2}$	2.317 mm
Réduction	20 %
Largeur de bande	100 mm
Diamètre du cylindre	386.65 mm
Vitesse de laminage	100 m/min
Force de laminage	50.5 t
Glissement avant $S_F$	5.5 %

TABLEAU 3.3 – Conditions de laminage rencontrées lors du test du capteur ultrasonore sur le laminoir pilote de Maizières-Lès-Metz. Point de fonctionnement 11 A.

#### Comportement élastoplastique de la bande

L'acier laminé est une nuance *IF Titane* laminée à chaud. Le comportement de la tôle a été modélisé à l'aide de la loi Smatch :

$$\sigma_Y = (415 + 155\bar{\varepsilon}^{eq})(1 - 0.39 \exp(-11.53\bar{\varepsilon}^{eq})) \quad (3.58)$$

Les paramètres ont été fournis par ArcelorMittal. Ceux-ci ont été obtenus lors d'un test de bipoinçonnement.

#### Modélisation des déformations du cylindre

Les déformations élastiques du cylindre sont calculées à l'aide de la méthode de Jortner. Le module de Young utilisé est celui de l'acier soit  $E_R = 210$  GPa. On fait l'hypothèse que la vitesse de laminage, indiquée dans le tableau 3.3, correspond à la vitesse périphérique du cylindre  $V_R$ .

#### Comportement du lubrifiant

Le lubrifiant utilisé est une émulsion contenant 4% d'huile B. Celle-ci est modélisée à l'aide de la loi WLF. Les paramètres numériques utilisés sont indiqués dans le tableau 3.4.

On a choisi d'utiliser une température de lubrifiant,  $T_l = 55^\circ\text{C}$ , constante le long de l'emprise.



Paramètres	Huile B
$A_1$	10.0095388 °C
$A_2$	0.01001026 MPa <sup>-1</sup>
$B_1$	0.26129125 -
$B_2$	0.01276601 MPa <sup>-1</sup>
$C_1$	16.0013215 -
$C_2$	24.2610066 °C
$T_g(0)$	-90.4295393 °C
$\mu_g$	10 <sup>12</sup> Pa.s

TABLEAU 3.4 – Paramètres utilisés avec la loi WLF pour modéliser le comportement thermopiezovisqueux de l'huile B [100].

### Rugosité composite

La rugosité  $R_a$  a été mesurée sur la bande et sur le cylindre avant laminage. Ces valeurs sont indiquées dans le tableau 3.5.

$R_{a,R}$	$R_{a,S}$
0.54 $\mu m$	1.015 $\mu m$

TABLEAU 3.5 – Rugosités arithmétiques mesurées sur le cylindre et la tôle et avant laminage.

Dans ce modèle, on utilise un profil d'aspérités triangulaires. Pour ce type de profil, la relation entre la rugosité arithmétique  $R_a$  et la rugosité quadratique  $R_q$  est donnée par [69] :

$$R_q = \frac{2}{\sqrt{3}} R_a \quad (3.59)$$

Après avoir effectué cette conversion pour le cylindre et la bande, on peut calculer la rugosité composite

$$R_{q,c} = \sqrt{R_{q,S}^2 + R_{q,R}^2} = 1.327 \mu m \quad (3.60)$$

La demi-distance entre aspérités a été choisie de manière à avoir une pente des aspérités de 10°. On utilise donc :

$$\bar{l} = 26.08 \mu m \quad (3.61)$$

### Loi de frottement

Le cisaillement sur les plateaux  $\tau_a$  est calculé à l'aide de la loi de Coulomb. Le coefficient de frottement a été ajusté de manière à approcher les valeurs de la force de laminage  $F_{lam}$  et du glissement avant  $S_F$ . Cette identification a été effectuée en sous-alimentation avec une épaisseur de film de  $0.8 \mu m$ . Notons que l'ensemble des résultats est identique dans le cas de la lubrification surabondante.

Le coefficient retenu a une valeur  $\mu_a = 0.13$ . Les valeurs numériques de force et de glissement sont indiquées dans le tableau 3.6.

$\mu_a$	$S_F$ [%]		$F_{lam}$ [MN/m]	
	Exp.	MetaLub	Exp.	MetaLub
0.13	5.5	3.79	4.95	4.96

TABLEAU 3.6 – Force de laminage et glissement avant calculés avec MetaLub après calage du coefficient de frottement  $\mu_a$  sur les valeurs expérimentales.

### 3.5.3 Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux

Sur base des coefficients de réflexion obtenus avec des ondes longitudinales et transverses, il est possible de déterminer la raideur ultrasonore du lubrifiant  $K_b$  à l'interface entre le cylindre et la bande. La raideur  $K_b$  obtenue pour le cas de laminage traité ici est représentée sur la figure 3.42. Cette courbe présente trois maxima locaux à proximité des points d'abscisses  $-7$ ,  $-4$  et  $-1$  mm. Deux minima sont présents à proximité de  $x = -6$  et  $-3$  mm. La présence de ces deux creux sur la courbe n'a pas encore été justifiée. Des actions sont en cours à Sheffield pour en déterminer la cause.

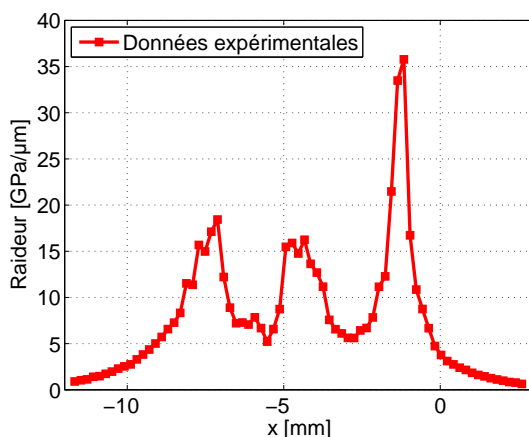


FIGURE 3.42 – Raideur du film de lubrifiant obtenue sur base des mesures effectuées à l'aide des capteurs ultrasonores.

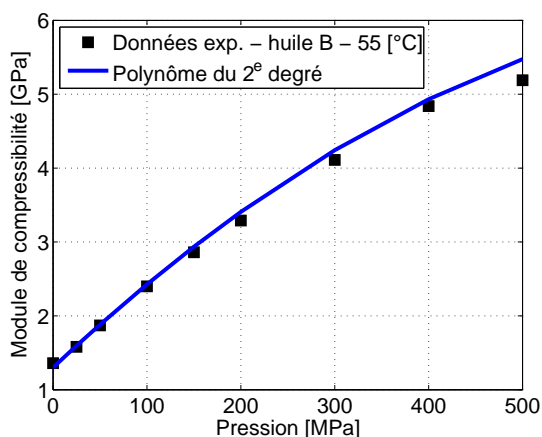


FIGURE 3.43 – Module de compressibilité de l'huile B en fonction de la pression à température constante de  $55^\circ C$ . Un polynôme du second degré a été utilisé pour approcher les mesures expérimentales.

La raideur ultrasonore du film de lubrifiant peut être exprimée par la relation suivante :

$$K_b = \frac{B(p_b)}{h_l} \quad (3.62)$$

où  $B$  est le module de compressibilité de l'huile.

Avec MetaLub, il est possible de calculer la pression ainsi que l'épaisseur du film de lubrifiant dans l'emprise. Ces grandeurs sont représentées sur les figures 3.44 et 3.45. La pression maximale calculée est de 564 MPa. L'épaisseur de film varie de  $0.8 \mu\text{m}$  à  $0.25 \mu\text{m}$ . La variation de cette grandeur est très marquée à l'entrée de l'emprise entre  $-9.6$  et  $-8.3$  mm. Sur cette courte distance, l'épaisseur varie en effet de  $0.8$  à  $0.27 \mu\text{m}$ . La diminution est plus douce ensuite.

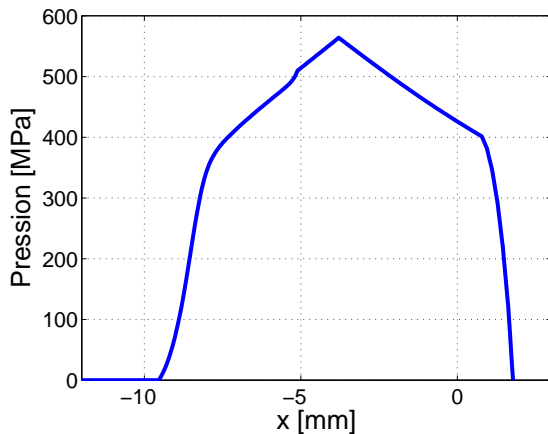


FIGURE 3.44 – Pression du lubrifiant dans l'emprise calculée avec MetaLub.

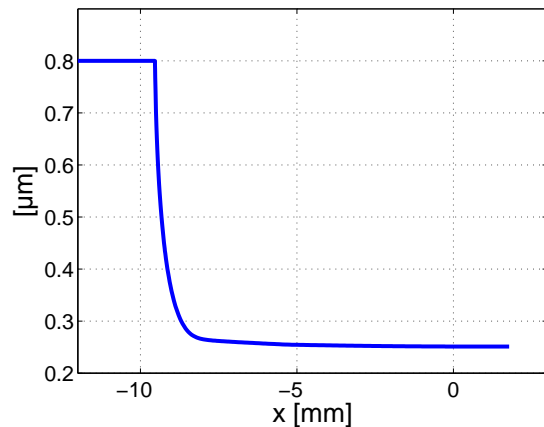


FIGURE 3.45 – Épaisseur du film de lubrifiant dans l'emprise calculée avec MetaLub.

Pour pouvoir calculer la raideur  $K_b$ , il faut connaître la loi d'évolution du module de compressibilité de l'huile en fonction de la pression. Ces mesures ont été effectuées sur l'huile B à l'INSA de Lyon [100]. Ces résultats sont représentés sur la figure 3.43. On a utilisé un polynôme du second degré pour approcher ces mesures. Pour une température de  $55^\circ\text{C}$ , on trouve :

$$B = -7.3 \cdot 10^{-6} p_b^2 + 0.012 p_b + 1.3 \text{ [GPa]} \quad (3.63)$$

Il est dès lors possible de déterminer l'évolution de la raideur du film de lubrifiant à l'aide des résultats calculés avec MetaLub. Cette raideur est comparée à la courbe expérimentale sur la figure 3.46. Tout d'abord, on constate que l'ordre de grandeur des deux résultats est identique. De plus, entre  $-10$  et  $-7$  mm, les courbes sont proches. Au-delà de  $x = -7$  mm, les tendances diffèrent. Les deux minima observés sur les résultats expérimentaux au centre de l'emprise n'apparaissent pas sur la courbe des résultats numériques. De plus, la longueur de la zone de contact semble plus courte de 2 mm dans l'expérience.

Une comparaison en termes d'épaisseur de film d'huile est plus parlante que la comparaison des raideurs. L'épaisseur de film ne peut pas être déterminée uniquement sur base

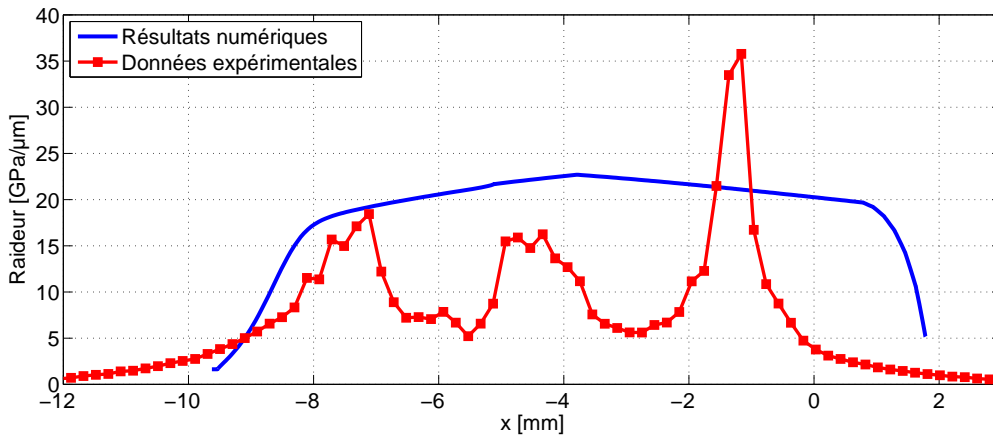


FIGURE 3.46 – Raideur du lubrifiant dans l'emprise. Comparaison des résultats numériques obtenus avec MetaLub aux grandeurs expérimentales.

des résultats expérimentaux. Il faudrait en effet disposer de la pression du lubrifiant  $p_b$ . Si on utilise le profil de pression  $p_b$  calculé avec MetaLub pour calculer le ratio :

$$h_l = \frac{B(p_b)}{K_b} \quad (3.64)$$

on obtient alors la courbe rouge représentée sur la figure 3.47. Cette courbe et l'épaisseur de film de lubrifiant obtenue avec MetaLub sont proches dans un intervalle qui s'étend de  $-9$  à  $-1$  mm à l'exception des deux bosses pour lesquelles l'épaisseur maximale est de  $1 \mu\text{m}$ . Soit environ trois fois l'épaisseur calculée avec MetaLub. Ces zones s'étendent autour des minima locaux observés précédemment sur la courbe expérimentale de la raideur du lubrifiant (cfr. figure 3.46).

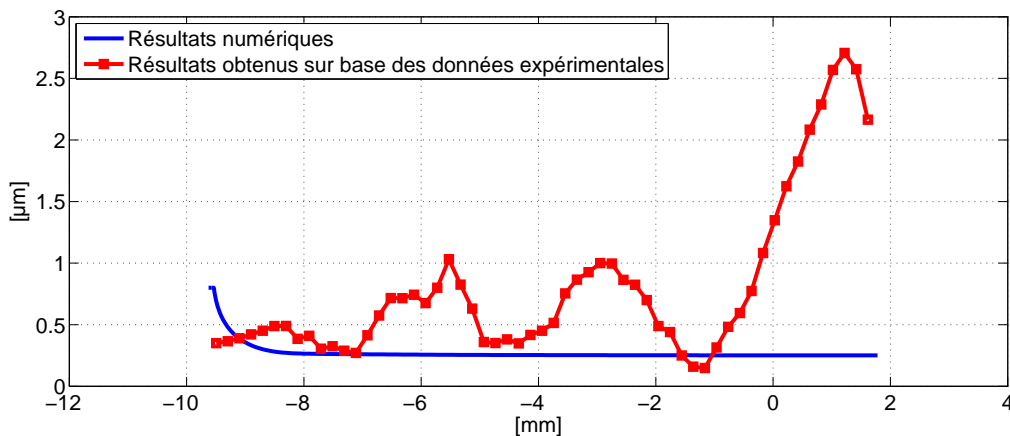


FIGURE 3.47 – Épaisseur du film de lubrifiant dans l'emprise. Comparaison des résultats numériques obtenus avec MetaLub aux valeurs calculées sur base des données expérimentales.

Une étude plus approfondie doit être menée sur ce cas ainsi que sur d'autres points de fonctionnement testés. On pourrait par exemple effectuer une étude paramétrique sur les valeurs numériques des grandeurs liées à l'interface comme la rugosité composite, la forme du profil utilisé, la demi-distance entre aspérités, le nombre de Peklenik, etc. Ces paramètres vont en effet influencer l'épaisseur du film de lubrifiant calculée dans MetaLub. De plus, comme on l'a vu lors de la modélisation des mesures effectuées lors du test du système de lubrification flexible de Tilleur (cfr. section 3.4), l'épaisseur du film d'huile à l'entrée va elle aussi modifier l'épaisseur de film dans l'emprise. On pourrait en effet réduire l'épaisseur de film d'huile à l'entrée  $h_{lub,in}$  tout en diminuant le coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$ . Il est en effet possible d'obtenir un même couple force de laminage - glissement avant pour plusieurs combinaisons  $\mu_a - h_{lub,in}$ . Même si cette étude aurait pu être plus complète, ce type de comparaison est une première. Il était donc intéressant de la mentionner dans ce travail.

### 3.6 Sensibilité du frottement à la réduction

Dans sa thèse, Stephany [93] présente des résultats numériques obtenus en modélisant des conditions rencontrées lors du laminage d'aciers de type HSS (*High Strength Steel*) sur un laminoir pilote. Ces résultats sont brièvement rappelés ici de manière à mettre en évidence les améliorations à apporter à l'outil de simulation MetaLub pour le rendre plus prédictif.

Les essais expérimentaux réalisés sur le laminoir pilote avaient pour but d'étudier l'influence de la réduction sur le frottement obtenu au sein de l'emprise. Les conditions de laminage sont résumées dans le tableau 3.7. La réduction varie entre 15 % et 45%. Deux conditions de lubrification avaient été utilisées. C'est le cas lubrifié avec une émulsion qui est traité ici. Pour chacun des points de fonctionnement testés, les valeurs de la force de laminage  $F_{lam}$  et de glissement avant  $S_F$  ont été mesurées.

$R_0$	$R_a$ cylindre	$e_{s,1}$	$w$	$\sigma_1$	Force sortie	$V_{s,2}$
240 mm	0.6 – 0.7 $\mu m$	3.3 mm	75 mm	47.8 MPa	2 t	0.83 ou 4.17 m/s

TABLEAU 3.7 – Conditions de passe sur le laminoir pilote.

Lors de la mise au point du modèle, Stephany a tout d'abord utilisé un coefficient de frottement sur les plateaux valant  $\mu_a = 0.07$ . Les résultats obtenus dans ce cas représentent la tendance observée sur l'évolution de la force à la figure 3.48. Par contre, MetaLub prédit une augmentation du glissement alors que pour des taux de réduction de 20 à 40 % la valeur expérimentale du glissement diminue (cfr. figure 3.49). Il a alors décidé d'ajuster le coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$  pour chacun des points de fonctionnement. Ces valeurs sont indiquées sur la figure 3.49. En procédant de la sorte, Stéphane constate qu'il est possible de représenter à la fois l'évolution de la force de laminage et du glissement avant. De plus, il observe une chute du coefficient de frottement sur les plateaux avec l'augmentation de la réduction. Celle-ci est représentée sur la figure 3.50.

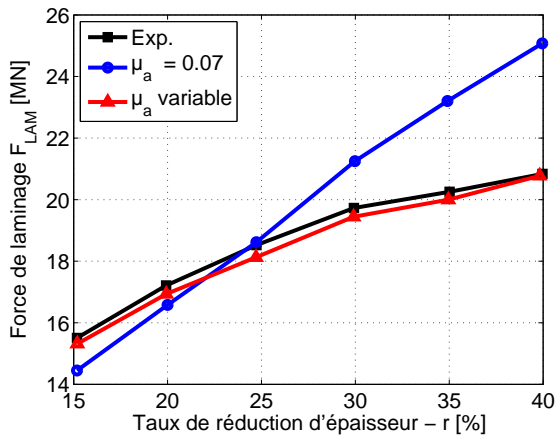


FIGURE 3.48 – Evolution de la force de laminage en fonction de la réduction [93].

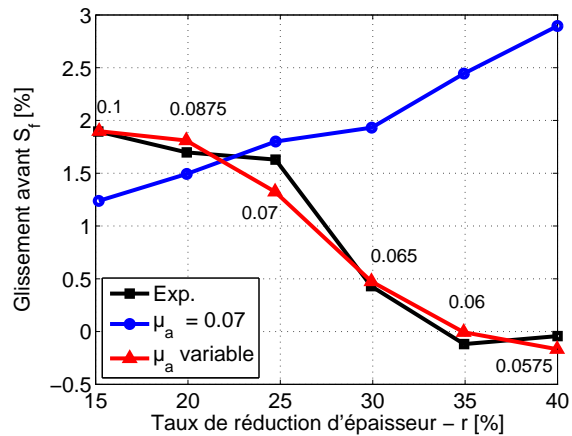


FIGURE 3.49 – Evolution du glissement avant en fonction de la réduction [93].

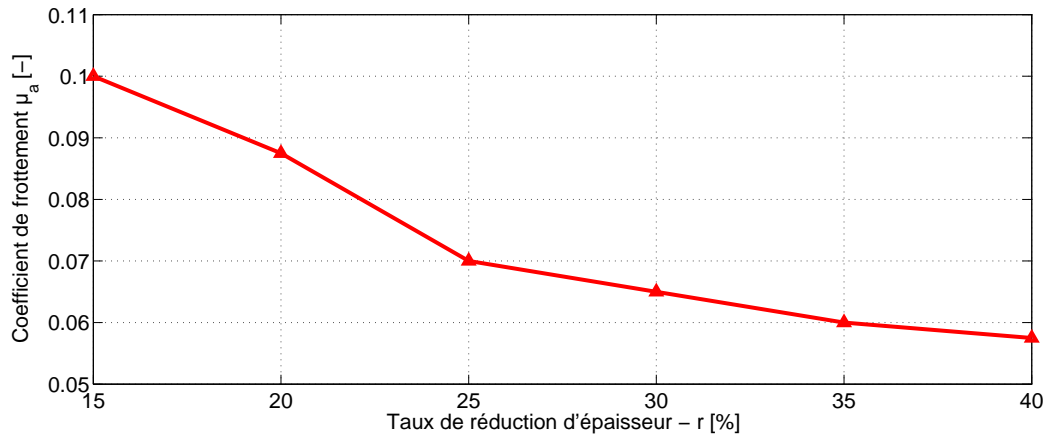
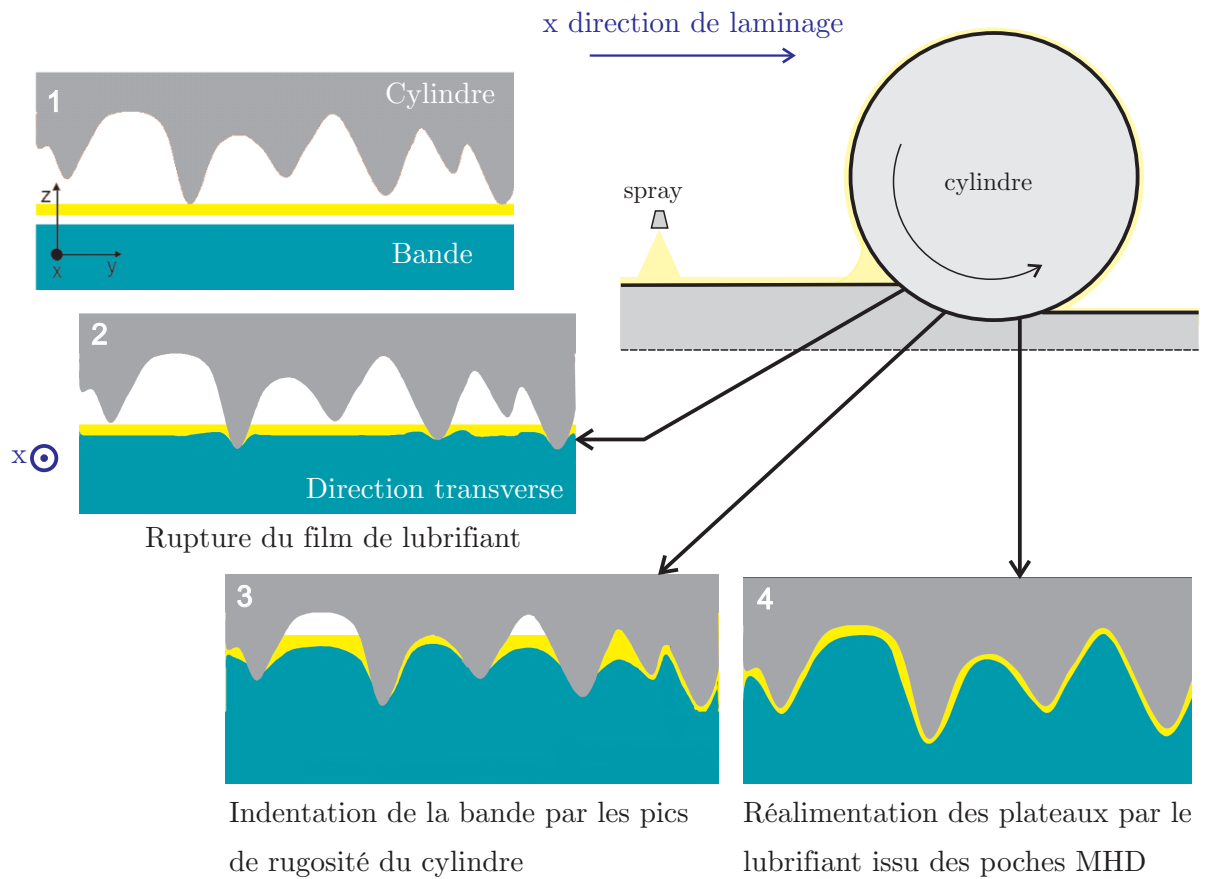


FIGURE 3.50 – Évolution du coefficient de frottement sur les plateaux  $\mu_a$  en fonction de la réduction d'épaisseur.

Ces observations laissent penser qu'il existe un phénomène physique du premier ordre qui n'est pas pris en compte dans le modèle. On pense au micro-hydrodynamisme pour expliquer cette diminution du coefficient de frottement. Ce phénomène de remontée de lubrifiant sur les plateaux est illustré à la figure 3.51 dans le cas du laminage à froid.

À l'entrée de l'emprise, on assiste tout d'abord à une rupture du film de lubrifiant (cfr. schéma 2 figure 3.51) par les aspérités du cylindres. Lors de la progression de la tôle dans l'emprise, le lubrifiant, piégé entre les aspérités de la tôle et celles du cylindre, est mis sous pression dans des poches hydrostatiques (cfr. schéma 3 figure 3.51). Ensuite, sous certaines conditions à déterminer, le lubrifiant pourrait quitter les poches hydrostatiques au sein desquelles il est piégé et ainsi venir réalimenter les plateaux faisant chuter l'aire de contact solide-solide et par conséquent le frottement à l'interface (cfr. schéma 4 figure 3.51).



**FIGURE 3.51** – Illustration du phénomène de micro-hydrodynamisme. Ce phénomène n'est pas pris en compte par les modèles de laminage actuels. Celui-ci permet d'expliquer la chute de frottement observée lors de l'augmentation de la réduction d'épaisseur en laminage à froid.

### 3.7 Conclusions

Dans ce chapitre, après avoir brièvement décrit le procédé de laminage à froid et cité les défis liés à sa modélisation, nous avons détaillé les hypothèses sur lesquelles repose le logiciel MetaLub. Les équations relatives à la partie macroscopique du modèle, à savoir le cylindre et la tôle, ont été décrites. De même, les modèles analytiques permettant de traiter l'écrasement des aspérités et son influence sur l'écoulement du lubrifiant dans l'emprise à l'échelle microscopique ont été détaillés.

Le logiciel MetaLub a été utilisé pour modéliser des points de fonctionnement rencontrés, sur le site de production de Tilleur, lors de la phase de test d'un nouveau système de lubrification flexible. Celui-ci permet d'ajuster la concentration de l'émulsion en continu au cours du procédé. Le but recherché est de pouvoir adapter les conditions de lubrification au type d'acier à laminier. Les résultats numériques obtenus sont très proches des mesures expérimentales de la force de laminage et du glissement avant. Pour ce faire, il a fallu ajuster, sur chacun des cas, l'épaisseur du film de lubrifiant à l'entrée de l'emprise. On observe que ce paramètre diminue avec la vitesse et la concentration d'huile dans l'émulsion ce qui est cohérent avec des observations expérimentales obtenues en élastohydrodynamique [110]. Une fois ce paramètre ajusté, il est possible d'analyser finement les effets présents au sein de l'emprise. Cette étude a été effectuée pour une augmentation de la vitesse par paliers de 1.4 à 6.6 m/s avec une émulsion de 7%. Dans ce cas, on a constaté que les déformations du cylindre étaient faibles. La variation de vitesse de laminage provoquait une diminution de l'épaisseur de film d'huile à l'entrée qui engendrait un déplacement de la position du point neutre vers l'entrée de l'emprise et une augmentation de l'énergie dissipée par frottement. De plus le comportement macroscopique de la bande, à savoir sa variation d'épaisseur et le profil de déformations plastiques équivalentes, n'était pas affecté par le changement des conditions de lubrification. Cette constatation est assez logique dans la mesure où la force de laminage varie d'environ 10% dans le cas traité.

Ensuite, on a modélisé un cas de laminage rencontré sur le laminoir pilote de Maizières-Lès-Metz lors de l'essai d'un capteur ultrasonore destiné à mesurer l'épaisseur de film de lubrifiant au sein de l'emprise. La comparaison des résultats obtenus avec MetaLub aux grandeurs expérimentales est très encourageante. Cette étude est originale et mérite d'être approfondie.

Enfin, un cas de laminage traité par Stephany [93] lors de sa thèse a été brièvement décrit ici. Celui-ci montre que le frottement diminue lorsque le taux de réduction augmente. Le phénomène de micro-hydrodynamisme permet d'expliquer ce phénomène. La méthode envisagée pour prendre cet effet en compte dans le modèle de laminage est abordée dans le chapitre 6. La modélisation de ce phénomène dans un cas d'étirage plan, à l'aide de la méthode des éléments finis, est décrite dans le chapitre 7.



## Chapitre 4

# Simulations d'écrasement d'aspérités dans Metafor

### 4.1 Introduction

Une bonne maîtrise du frottement et de la lubrification à l'interface entre le matériau à mettre en forme et les outils est capitale pour obtenir des produits finis de bonne qualité tout en optimisant la consommation énergétique liée au procédé. L'interaction entre les aspérités des outils et celles du matériau a un impact considérable sur le frottement. Un meilleur contrôle du frottement passe donc par une meilleure compréhension de ces phénomènes.

Différents modèles d'écrasement d'aspérités ont été développés pour atteindre cet objectif. Ceux-ci sont brièvement décrits dans la première partie de ce chapitre. Ensuite, on présente des résultats des simulations éléments finis d'écrasement d'aspérités effectuées avec Metafor. Ces résultats sont comparés aux mesures expérimentales obtenues par Sutcliffe sur des aspérités macroscopiques usinées dans un bloc de cuivre. Ensuite, on décrit des simulations d'écrasement d'aspérités effectuées sur des profils réels, mesurés sur des tôles laminées à froid. Enfin, on présente des résultats de calcul de raideur des aspérités lors de cycles de charge-décharge. Cette première analyse a été effectuée sur une aspérité triangulaire. Cette configuration a permis de valider la méthodologie employée et pourra être étendue par la suite pour prendre en compte des profils réels.

## 4.2 Étude bibliographique

### 4.2.1 Premiers modèles mathématiques d'écrasement d'aspérités

Le modèle de Greenwood et Williamson [37] est un des premiers modèles d'écrasement d'aspérités à avoir été développé. Celui-ci fait l'hypothèse que les sommets de la surface rugueuse ont une forme sphérique de rayon  $\beta$ . La manière de définir ces sommets et de calculer le rayon est décrite dans [38]. Dans ce modèle les aspérités sont élastiques et sont caractérisées par la fonction de répartition des hauteurs  $f(h)$ , gaussienne, qui donne la probabilité de trouver un sommet à une hauteur  $h$  donnée. Ces aspérités sont écrasées par un plan lisse. La configuration traitée dans ce modèle est représentée schématiquement sur la figure 4.1. Ce modèle permet de déterminer l'aire relative de contact pour une pression donnée.

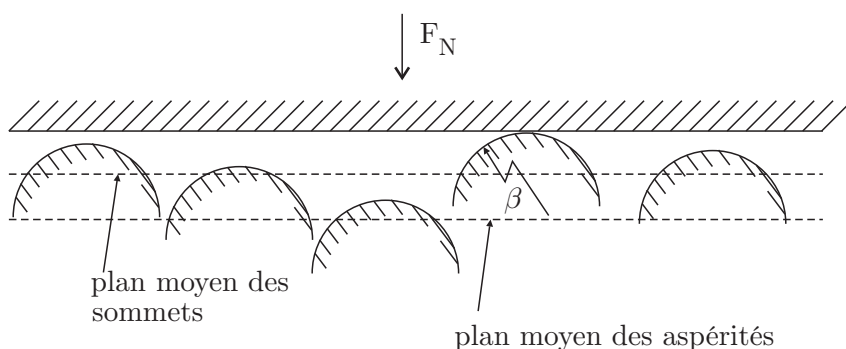


FIGURE 4.1 – Contact entre un plan rigide et une surface rugueuse composée de sommets sphériques. D'après Westeneng [103].

D'autres modèles mathématiques de ce type ont été établis par Chang, Etsion et Bogy [19], qui prennent en compte la déformation plastique des sommets, ainsi que par Halling Arnell et Nuri [44] dans lequel les sommets se déforment de manière élastique parfaitement plastique. Le lecteur intéressé pourra trouver une comparaison des résultats de ces différents modèles dans le manuscrit de thèse de Westeneng [103].

Ces modèles ne prennent pas en compte les interactions entre les aspérités voisines. Par conséquent, ils ne sont valides que pour les faibles charges.

### 4.2.2 Prise en compte des interactions entre aspérités voisines

Bay et Wanheim [101] ont modélisé l'écrasement d'aspérités triangulaires, en prenant en compte leur interaction, à l'aide de la méthode des lignes de glissement. Dans ce modèle, les aspérités sont écrasées par un plan lisse rigide. Les solutions, pour de faibles et grandes valeurs de pression, sont représentées sur la figure 4.2. Ils ont ensuite pris en compte le glissement de l'outil sur les aspérités (cfr. figure 4.3). Ils ont ainsi déterminé l'aire relative de contact et le cisaillement en fonction de la pression verticale  $q$  et du coefficient de frottement  $m$ . Leurs résultats sont présentés sur les figures 4.4 et 4.5.

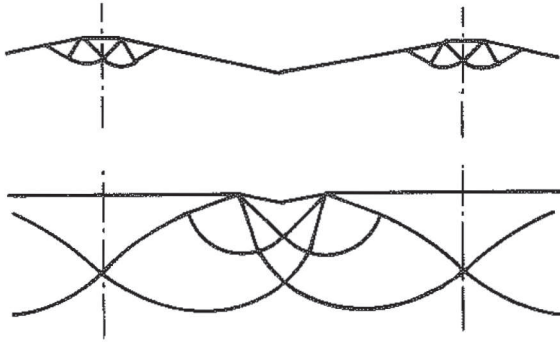


FIGURE 4.2 – Lignes de glissement obtenues lors de l'écrasement d'aspérités triangulaires. Il n'y a pas de glissement entre le plan lisse et les aspérités. Résultats obtenus à faible pression (en haut) et à pression élevée (en bas) [101].

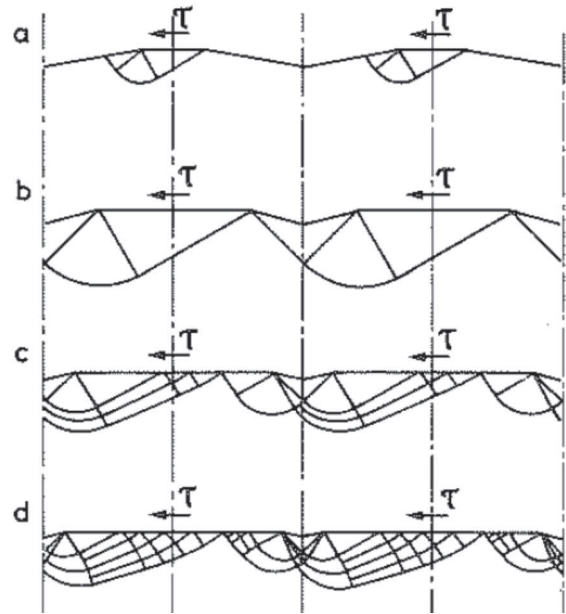


FIGURE 4.3 – Lignes de glissement obtenues en modélisant un cas de compression glissement avec un coefficient de frottement  $m = 1/2$  ( $\tau = mk$ ) [101].

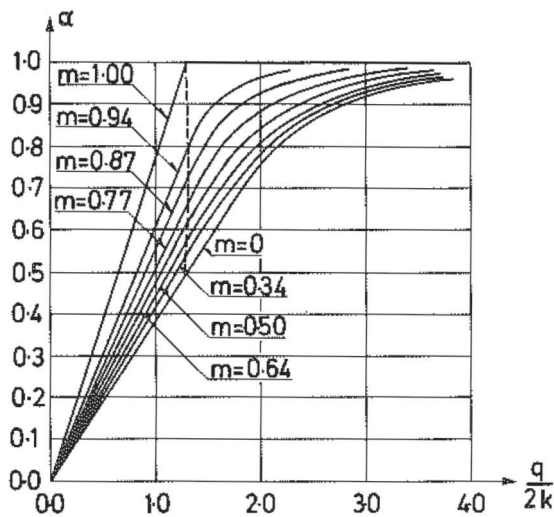


FIGURE 4.4 – Aire relative de contact en fonction de la pression  $q$  et du coefficient de frottement  $m$ .  $k$  représente la limite d'élasticité initiale en cisaillement [101].

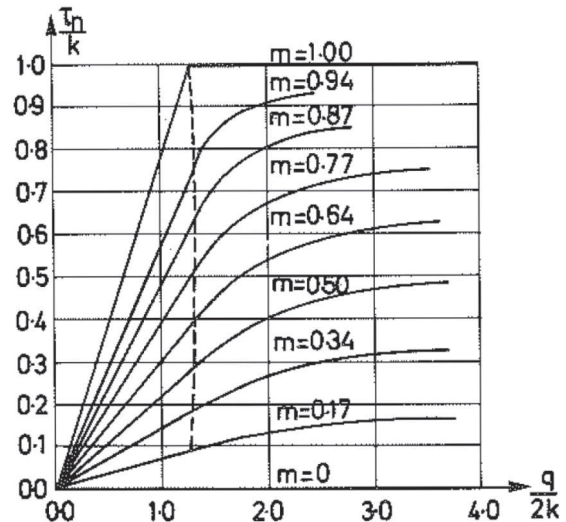


FIGURE 4.5 – Contrainte de cisaillement  $\tau_n$  en fonction de la pression  $q$  et du coefficient de frottement  $m$ .  $k$  représente la limite d'élasticité initiale en cisaillement [101].

Pullen et Williamson [83] ont développé un modèle d'écrasement d'aspérités permettant de traiter l'écrasement d'aspérités par un plan lisse rigide en prenant en compte la conservation du volume des aspérités.

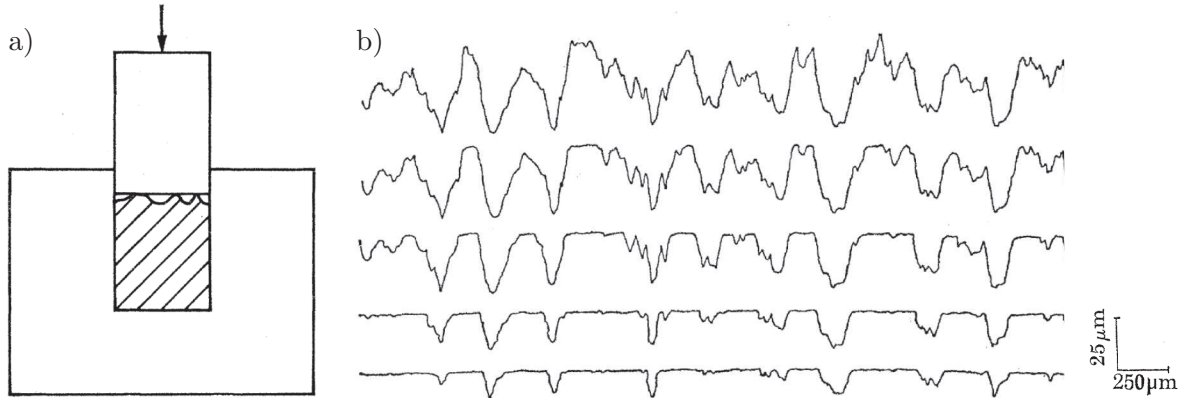


FIGURE 4.6 – a) Représentation schématique du dispositif expérimental utilisé par Pullen et Williamson [83]  
 b) profils de rugosité mesurés, au cours de l'essai, pour différentes valeurs de charge appliquée [83].

Pour développer leur modèle, ils se sont basés sur des tests d'écrasement au cours desquels un cylindre rugueux était écrasé par un outil lisse. Ce cylindre aluminium était positionné dans un outil en acier très dur de manière à empêcher les déformations du substrat (cfr. figure 4.6). Des profils de rugosité mesurés pour différentes valeurs de la charge appliquée sont représentés sur la figure 4.6. Au cours de ces essais, ils ont constaté que le déplacement vertical des vallées était uniforme. Ils ont donc effectué cette hypothèse dans leur modèle. Celui-ci permet de déterminer l'aire relative de contact en fonction de la charge appliquée pour un profil d'aspérités défini par sa fonction de répartition des hauteurs  $f(h)$ . La figure 4.7 compare les résultats obtenus avec le modèle à des résultats expérimentaux. On observe un bon accord entre ces deux types de résultats.

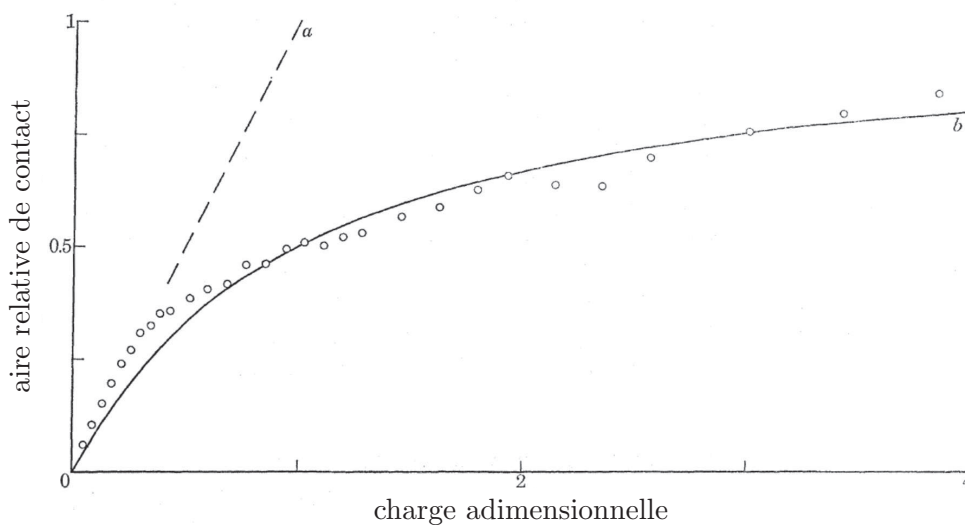


FIGURE 4.7 – Comparaison entre les résultats du modèle développé par Pullen et Williamson [83] (courbe b) aux mesures expérimentales (o) effectuées à l'aide du dispositif décrit sur la partie gauche de la figure 4.6

Ce modèle présente l'inconvénient de ne pas prendre en compte l'écroûissage des aspérités ni l'influence des déformations plastiques du substrat. Or d'après Greenwood et Rowe [36], ces déformations facilitent l'écrasement des aspérités. Ils ont effectué cette constatation lors de tests de compression de cylindres d'aluminium par des outils en acier. La surface des outils, polie, présentait une rugosité  $R_a = 0.03 \mu m$  beaucoup plus faible que celle de la surface du cylindre d'aluminium de  $1.016 \mu m$ . En fonction du rapport hauteur-diamètre des cylindres utilisés, ils ont pu contrôler la déformation plastique sous les aspérités au cours de la phase de compression. Ils ont constaté que les aspérités s'écrasent beaucoup plus facilement lorsque le substrat se déforme plastiquement.

Dans les procédés de fabrication, le matériau subit des déformations plastiques importantes. Leur effet doit donc être pris en compte dans la modélisation. Wilson et Sheu [106] ainsi que Sutcliffe [98] ont développé des modèles permettant de prendre en compte ce phénomène. Ces modèles ont déjà été évoqués dans le chapitre 3 (cfr. page 59). Wilson et Sheu ont utilisé la méthode de la borne supérieure pour obtenir une relation qui lie la dureté des aspérités  $H_a$  à l'aire relative de contact  $A$  et à la vitesse de déformation adimensionnelle  $E_p$ . Ce modèle permet de traiter des aspérités longitudinales orientées parallèlement à la déformation du substrat. Sutcliffe, quant à lui, a obtenu une relation de ce type, en utilisant la méthode des lignes de glissement, pour traiter l'écrasement d'aspérités transverses, perpendiculaires à la direction d'étirage.

Ces deux modèles peuvent être utilisés pour calculer l'évolution de l'aire relative de contact dans l'emprise d'une cage de laminoir grâce à la relation 3.24 développée par Marsault (cfr. page 61). Cette équation a été obtenue en faisant l'hypothèse d'arasement. La matière qui est écrasée est éliminée du modèle. Il n'y a donc pas de conservation de la masse.

Westeneng [103] a développé un modèle numérique d'écrasement d'aspérités prenant en compte la conservation du volume. Dans ce modèle, les aspérités sont représentées au moyen de barres verticales (cfr. figure 4.8). Les calculs sont effectués sur base de l'équilibre énergétique suivant :

$$W_{ext} = W_{int,st} + W_{int,ri} \quad (4.1)$$

où

- $W_{ext}$  est le travail des forces externes nécessaire pour écraser les aspérités
- $W_{int,st}$  est l'énergie absorbée par le matériau
- $W_{int,ri}$  est l'énergie utilisée pour soulever les vallées

Le matériau a un comportement rigide plastique avec écroûissage. L'allongement du substrat dans la direction hors plan est pris en compte dans le modèle. Il ne permet cependant pas de prendre en compte la présence du lubrifiant dans les vallées.

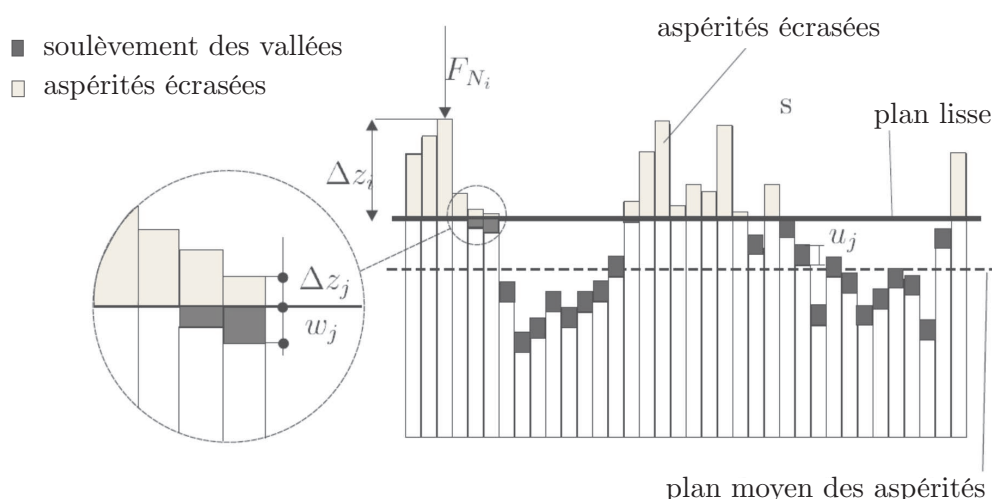


FIGURE 4.8 – Écrasement d'une surface rugueuse par un plan lisse : géométrie considérée dans le modèle de Westeneng [103].

### 4.2.3 Profils d'aspérités composés de plusieurs longueurs d'onde

D'après Le et Sutcliffe [60], les modèles d'écrasement d'aspérités utilisés dans les codes de laminage sont trop simplifiés pour prédire de manière précise l'aire relative de contact. Une faiblesse dans ces modèles est que la rugosité est représentée par un réseau d'aspérités avec une hauteur des pics et une longueur d'onde uniformes alors que dans la réalité la rugosité est constituée d'un spectre de différentes valeurs de hauteur de pics et de longueurs d'onde.

Steffensen et Wanheim [92] ont étudié l'influence de la longueur d'onde des aspérités lors de tests de compression effectués sur des aspérités macroscopiques usinées à la surface d'un cylindre : une aspérité de grande longueur d'onde présentait des aspérités de plus faible longueur d'onde à sa surface. Au cours de leurs essais, ils ont pu observer que des aspérités de faible longueur d'onde pouvaient résister à l'écrasement contrairement à celle de longueur d'onde élevée. La présence ou non de déformations plastiques au sein du substrat n'est pas abordée dans cet article.

Cet effet a également été étudié par Sutcliffe [95] dans des analyses expérimentales effectuées sur des tôles d'aluminium. Lors de ces essais, Sutcliffe a laminé des tôles d'aluminium avec des cylindres lisses sans lubrifiant. Les mesures expérimentales ont montré que les composantes de faible longueur d'onde étaient écrasées moins rapidement que les composantes de grande longueur d'onde.

Sutcliffe a donc développé un modèle d'écrasement d'aspérités comprenant deux longueurs d'onde. Celles-ci sont représentées schématiquement sur la figure 4.9. Les aspérités de la bande sont écrasées par un plan lisse. Ce modèle a été implémenté dans un code de laminage sans prendre en compte le lubrifiant [95]. Le modèle de Sutcliffe utilisant une rugosité idéalisée, comprenant deux longueurs d'onde, fournit des résultats – en termes de rugosité de la bande après laminage – en bon accord avec l'expérience.

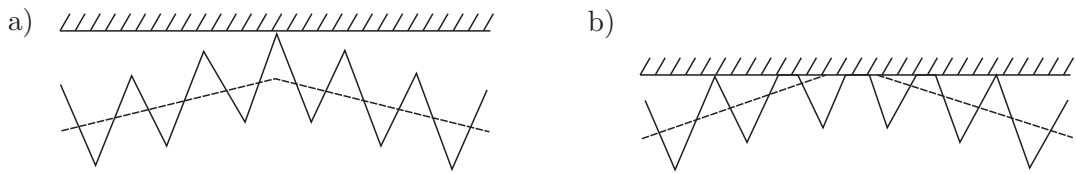


FIGURE 4.9 – Représentation schématique des profils d'aspérités à plusieurs longueurs d'onde utilisées par Sutcliffe dans son modèle de laminage [95]. a) configuration initiale b) configuration en cours d'écrasement.

Sutcliffe a étendu le modèle d'écrasement d'aspérité à deux longueurs d'onde afin de prendre en compte la présence du lubrifiant dans les vallées [60, 96]. Il a ensuite inclus ce modèle dans un code de laminage. Les tendances observées expérimentalement peuvent être prédites par le modèle. Au cours de cette étude, il observe que l'effet de la réduction est insignifiant[60].

#### 4.2.4 Modélisation éléments finis d'écrasement d'aspérités

La méthode des éléments finis peut également être utilisée pour étudier cette problématique. Les sections ci-dessous décrivent les résultats, de la littérature, obtenus avec ce type de modèles.

##### Aspérités triangulaires

Makinouchi et Ike [68] ont effectué des essais expérimentaux d'écrasement d'aspérités triangulaires ayant une pente de  $11.5^\circ$ . Celles-ci ont été usinées à la surface d'une tôle en aluminium. Le dispositif expérimental est indiqué sur la figure 4.10. Les aspérités ont été écrasées par un plan rigide. Avant le contact, l'interface a été préalablement lubrifiée à l'aide d'un spray de polytetrafluorethylène. Au cours de ces essais, l'aire de contact ainsi que la forme du bord latéral des aspérités ont été mesurées pour différentes valeurs du déplacement vertical de l'outil rigide.

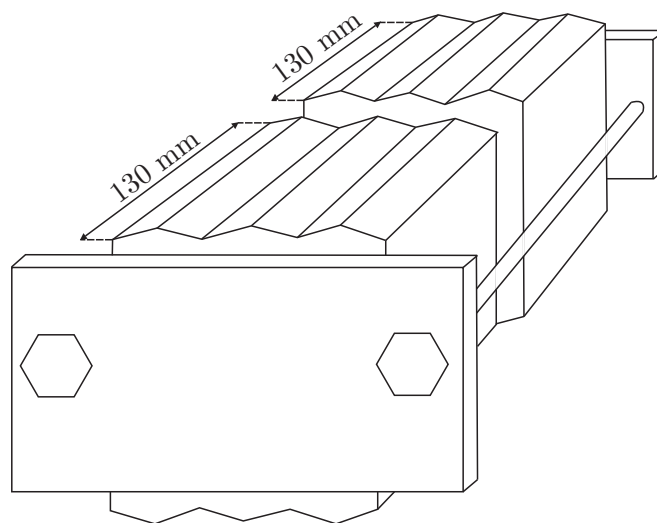


FIGURE 4.10 – Schéma du dispositif expérimental utilisé par Makinouchi et Ike [68] lors des tests d'écrasement d'aspérités en état plan déformation.

Makinouchi et Ike ont ensuite reproduit ces expériences numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux est effectuée sur les figures 4.11 et 4.12. On observe un bon accord entre ces différents résultats.

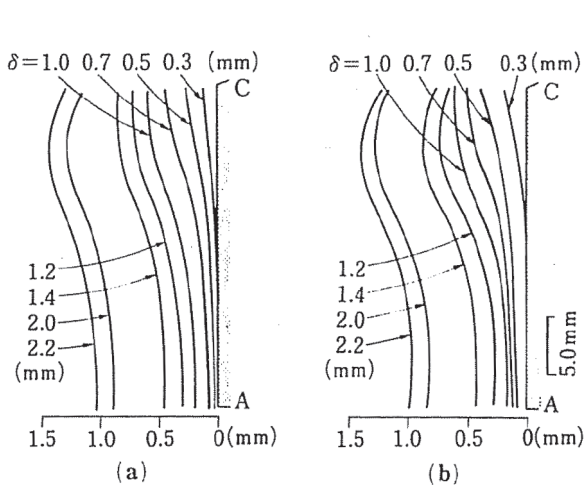


FIGURE 4.11 – Evolution de la forme du bord latéral des aspérités en fonction de la descente de l'outil  $\delta$  : a) résultats numériques - b) résultats expérimentaux sur de l'aluminium pur [68].

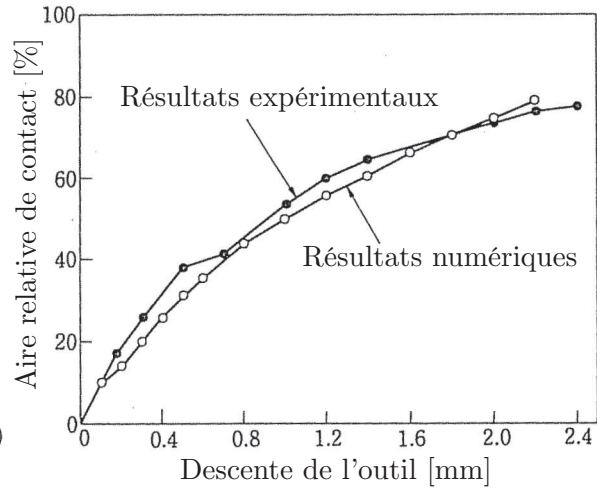


FIGURE 4.12 – Aire relative de contact en fonction de la descente de l'outil  $\delta$  : comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux [68].

Dans un second article [51], les mêmes auteurs ont analysé l'influence des conditions aux limites appliquées sur les bords latéraux des aspérités. Cette étude a été effectuée sur une seule aspérité triangulaire. Quatre types de conditions aux limites différents ont été testés sur le bord vertical gauche de l'aspérité triangulaire (le bord droit étant soumis à des conditions de symétrie) :

- A. le mouvement horizontal du bord gauche est empêché
- B. le déplacement du bord gauche vaut la moitié de celui obtenu avec la condition C décrite ci-dessous. Le bord gauche est donc soumis à de la compression
- C. le bord gauche reste vertical mais la tension moyenne appliquée sur celui-ci est nulle
- D. bord gauche en tension

L'aire relative de contact en fonction du déplacement vertical de l'outil et de la pression moyenne de contact est indiquée sur la figure 4.13. Sur celle-ci, on constate que c'est la condition D, qui autorise le déplacement horizontal du bord gauche de l'aspérité, qui nécessite la pression moyenne la plus faible pour une aire relative de contact donnée. En d'autres termes, l'allongement du substrat facilite l'écrasement des aspérités.

À l'inverse, lorsque le bord gauche est bloqué, on obtient une aire relative de contact de 100 % pour un déplacement vertical de l'outil plus faible que dans les trois autres cas, mais celle-ci est obtenue au prix d'une pression beaucoup plus élevée.



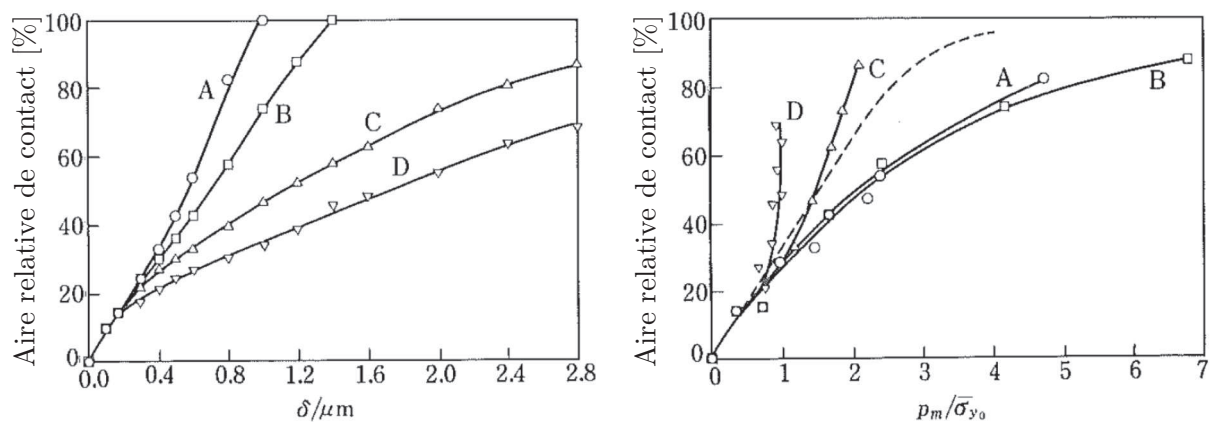


FIGURE 4.13 – Evolution de l'aire relative de contact en fonction de la descente de l'outil rigide (à gauche) et en fonction de la pression moyenne de contact  $p_m$  adimensionnée par la limite d'élasticité initiale  $\sigma_{y,0}$  [51] A : bord gauche bloqué - B : bord gauche en compression - C : bord gauche libre - D : bord gauche sous tension .

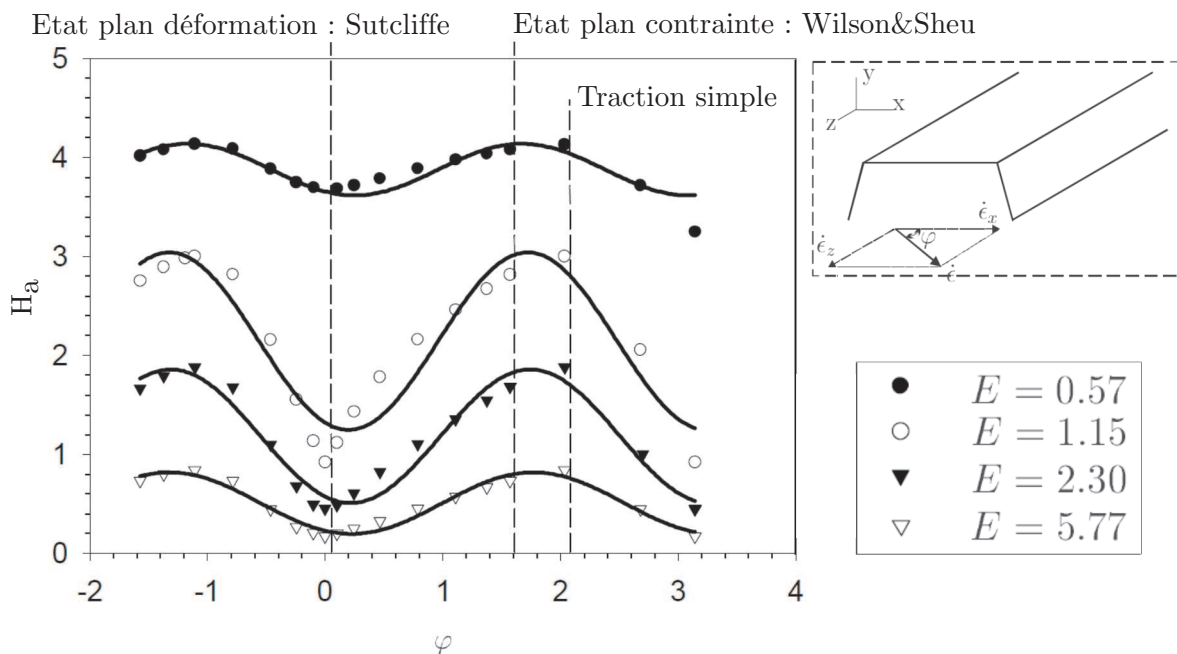


FIGURE 4.14 – Dureté relative adimensionnelle en fonction de la direction de déformation  $\varphi$  pour une aire relative de contact  $\alpha = 0.5$  et différentes valeurs de vitesse de déformation plastique adimensionnelle  $E$  [103].

Kimura et Childs [53] ont utilisé la méthode de la borne supérieure pour étudier l'écrasement d'aspérités triangulaires orientées parallèlement à la direction d'étirage. Cette étude a montré que l'aire relative de contact augmentait de manière importante lors de la première phase du test de compression pour atteindre des valeurs comprises entre 75 et 95 %. Ensuite, cette phase d'écrasement d'aspérités est terminée, l'aire relative de contact reste constante lorsque les déformations plastiques du substrat augmentent.

Korzekwa et al. [54] ont utilisé la méthode des éléments finis pour calculer la déformation d'aspérités triangulaires reposant sur un substrat soumis à des déformations multiaxiales. Leurs résultats donnent l'évolution de la dureté des aspérités  $H_a$  en fonction de l'aire relative de contact  $A$  et de la vitesse de déformation adimensionnelle  $E_p$  et de l'angle  $\varphi$  entre la direction de la vitesse de déformation  $\dot{\epsilon}$  et l'axe  $X$ .

La figure 4.14 montre la forme de  $H_a$  en fonction de l'angle  $\varphi$  pour différentes valeurs de  $E_p$  et pour une aire relative de contact  $A$  de 50 %. On constate que la dureté est minimale lorsque  $\varphi$  vaut 0. Cette situation correspond au cas modélisé par Sutcliffe [98]. Lorsque  $\varphi = \pi/2$  on retrouve la configuration traitée par Wilson et Sheu [106]. Dans ce cas, la dureté est très proche de la valeur maximale de la courbe.

#### Aspérités triangulaires composées de plusieurs longueurs d'onde

Ma et al. [66] ont également effectué des simulations éléments finis d'écrasement d'aspérités. Comme dans les cas précédents, les aspérités - représentées au moyen d'un profil simplifié - sont écrasées par un plan lisse. Ce profil est composé d'une superposition d'aspérités triangulaires de longueurs d'onde différentes. En pratique, ils ont mesuré la rugosité d'une tôle laminée à chaud. Ils ont ensuite analysé le contenu fréquentiel du profil. Cette analyse leur a permis d'isoler trois fréquences dominantes dans le profil (cfr. partie gauche figure 4.15). Ils ont ensuite utilisé une procédure d'optimisation pour ajuster la hauteur des différentes composantes du profil pour obtenir une rugosité  $R_a$  équivalente à la rugosité mesurée. Le profil obtenu est indiqué sur la droite de la figure 4.15.

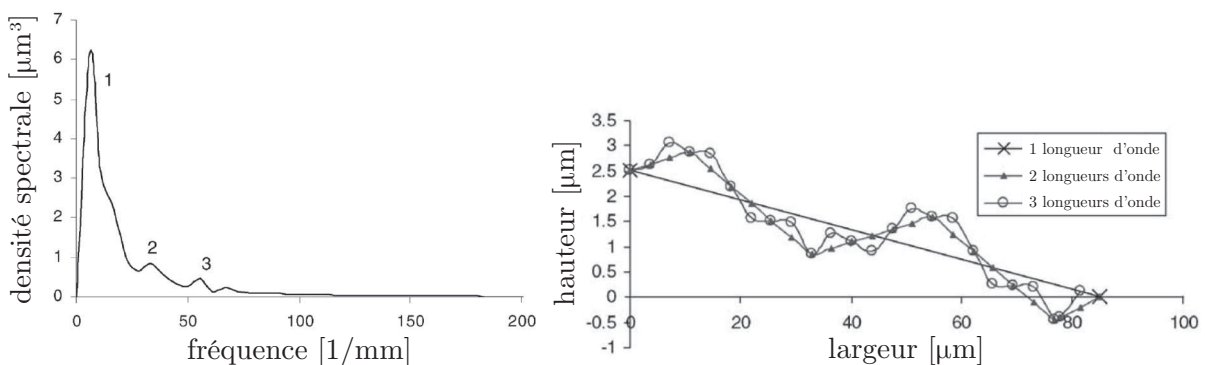


FIGURE 4.15 – A gauche : densité spectrale obtenue lors de l'analyse d'un profil de rugosité mesuré sur une tôle laminée à chaud. A droite : profils simplifiés obtenus en utilisant 1, 2 et 3 longueurs d'ondes différentes [66].

Ils ont ensuite comparé l'évolution de la rugosité au cours de la simulation d'écrasement à des valeurs expérimentales. Il y a un bon accord entre les grandeurs numériques et l'expérience comme le montre la figure 4.16.

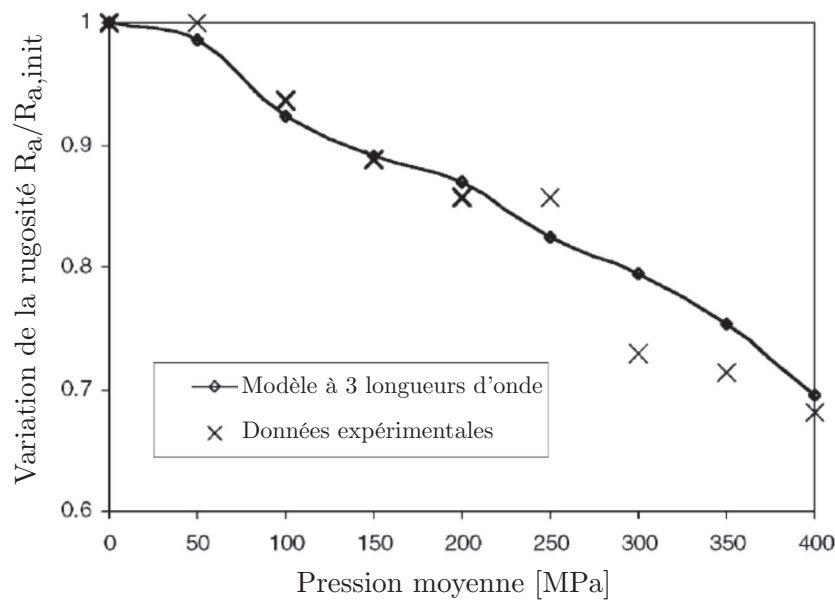


FIGURE 4.16 – Comparaison de la rugosité calculée à l'aide du modèle à trois longueurs d'onde à des données expérimentales obtenues lors d'un test d'écrasement [66].

Dans [67], les mêmes auteurs montrent que, pour une pression moyenne de contact donnée, l'aire relative obtenue avec un profil comprenant trois longueurs d'onde est inférieure à celle calculée avec une ou deux longueurs d'onde. Ceci est cohérent avec les observations de Steffensen et Wanheim [92] ainsi que celles de Sutcliffe [60, 95]. Les différentes courbes présentées par Ma sont indiquées sur la figure 4.17.

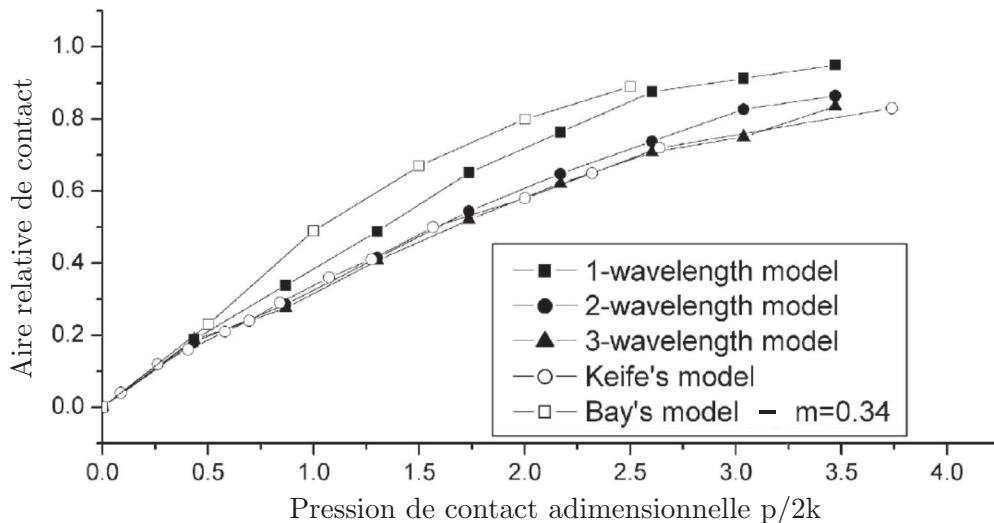


FIGURE 4.17 – Aire relative de contact en fonction de la pression adimensionnelle pour des profils à 1, 2 ou 3 longueurs d'ondes [67]. Le profil à trois longueurs d'onde donne une aire relative de contact plus faible que celui à 1 ou 2 longueurs d'onde.

### Simulations d'écrasement d'aspérités réalistes

Les différents modèles éléments finis d'écrasement d'aspérités décrits dans les sections précédentes permettent de prendre en compte l'effet de l'allongement du substrat mais sont limités à des géométries simples : aspérités triangulaires ou superpositions de profils d'aspérités triangulaires de longueurs d'onde différentes.

Des simulations éléments finis peuvent être effectuées sur des profils d'aspérités plus réalistes. On peut par exemple citer le travail de Pei [81]. Celui-ci a effectué des simulations d'écrasement d'aspérités tridimensionnelles par un plan lisse. Ces aspérités sont représentées à l'aide de surfaces fractales (cfr. figure 4.18). À l'aide de ces simulations, il a étudié l'influence de différents paramètres matériaux tels que la limite d'élasticité et les coefficients de la loi d'écroutissage. Il ne prend pas en compte les effets de l'allongement du substrat, ces résultats ne peuvent donc pas être appliqués à des cas de mise en forme.

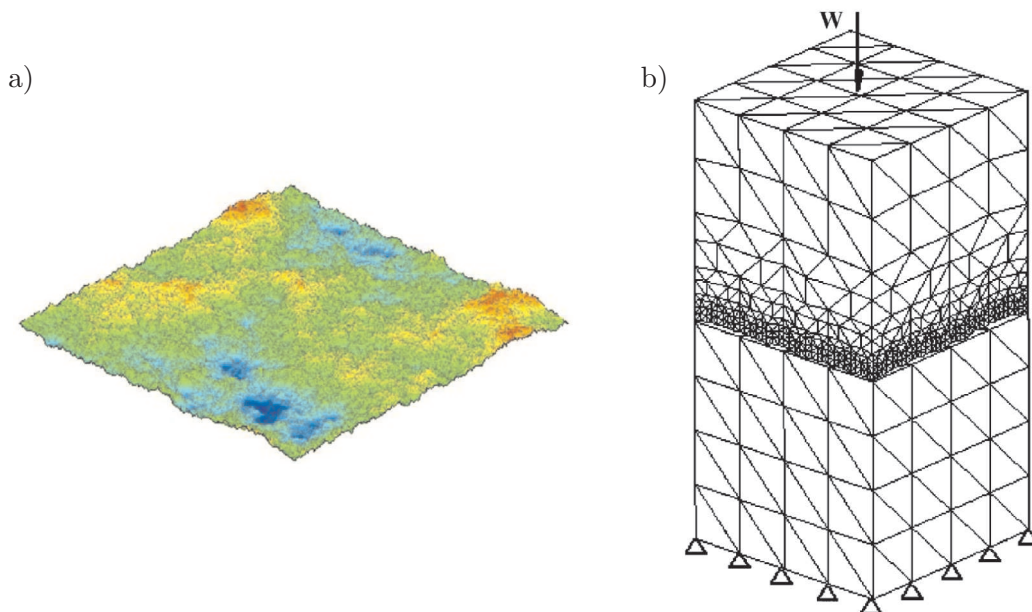


FIGURE 4.18 – a) surface fractale utilisée par Pei dans son modèle éléments finis. La couleur varie du bleu au rouge pour représenter des hauteurs croissantes. b) configuration traitée dans le modèle numérique : les aspérités sont portées par la partie supérieure tandis que la partie inférieure représente un outil lisse rigide [81].

### Écrasement d'aspérités présentes à la surface de tôles en inox

Le et Sutcliffe [61] ont effectué des simulations d'écrasement d'aspérités bidimensionnelles et tridimensionnelles par un plan lisse rigide. Ces géométries représentent des aspérités présentes à la surface de tôles en inox avant laminage à froid. Ils ont étudié l'influence de la pente des aspérités et de la distribution des déformations plastiques équivalentes dans le substrat. Celle-ci a été définie en fonction de mesures de dureté effectuées sur l'épaisseur d'une tôle en acier inoxydable. Ils n'ont pas observé d'influence de la déformation plastique ni du frottement sur la vitesse d'écrasement.

### Prise en compte du lubrifiant

Stephany [94], en collaboration avec Le et Sutcliffe, a effectué des simulations d'écrasement d'aspérités triangulaires, à deux dimensions, en prenant en compte la présence du lubrifiant dans les vallées. Ces simulations ont été réalisées dans le logiciel commercial Abaqus [26]. Le fluide était modélisé à l'aide d'éléments hydrostatiques. La cavité fluide est reliée à l'extérieur du système par des tuyaux similaires à ceux utilisés dans le modèle d'étrépage plan développé par Hubert [49] et décrit dans le chapitre 2 (cfr. page 38).

Azushima [6] a effectué des simulations similaires. Il a calculé la pression hydrostatique dans une poche de lubrifiant conique à la surface d'un cylindre en aluminium lors de l'écrasement de ce cylindre par un outil lisse rigide. Dans ce cas, le lubrifiant n'est pas relié à l'extérieur. Il a montré que la pression hydrostatique était proche de la valeur de la pression d'interface solide-solide (cfr. figure 4.19).

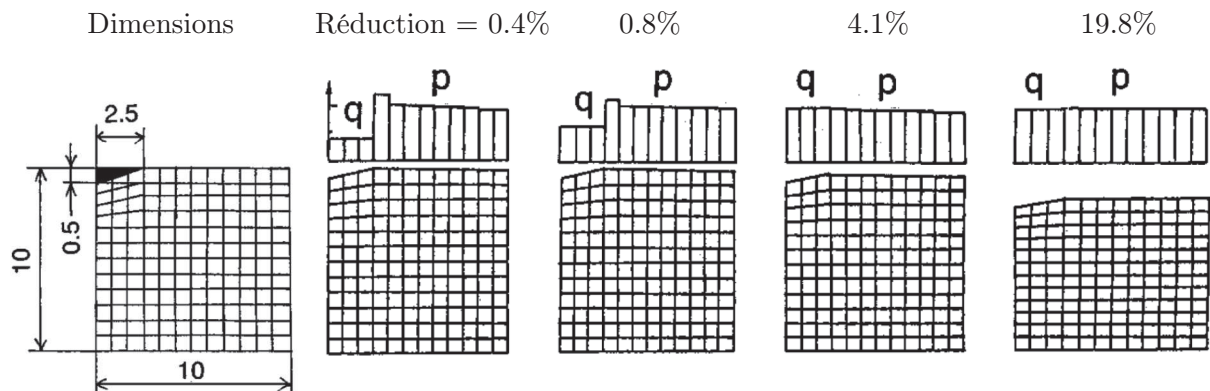


FIGURE 4.19 – Pression hydrostatique  $q$  et pression d'interface  $p$  en fonction de la réduction de hauteur lors de la compression d'un cylindre présentant à sa surface une poche conique remplie de lubrifiant [6].

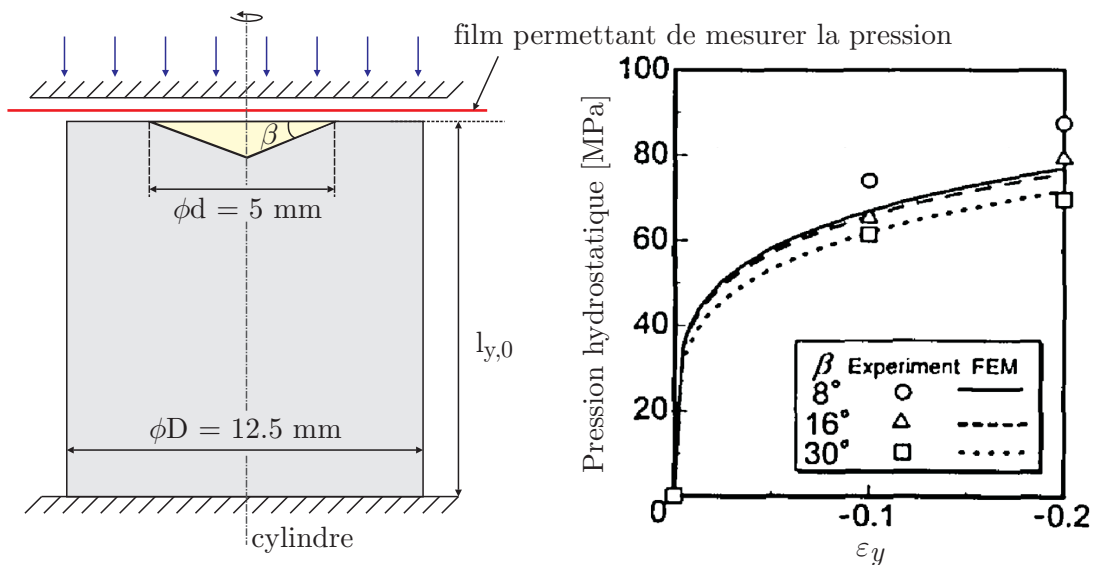


FIGURE 4.20 – À gauche : représentation schématique du dispositif expérimental utilisé dans les tests de compression de Shimizu [88]. À droite : pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant conique en fonction de la réduction de hauteur du cylindre ( $\epsilon_y = (l_y - l_{y,0})/l_{y,0}$ ) [88].

Shimizu [88] a également réalisé des simulations de ce type. Il a comparé la pression hydrostatique, calculée par éléments finis, à des mesures expérimentales. Les courbes obtenues sont représentées sur la figure 4.20.

### 4.2.5 Conclusions

L'étude bibliographique a montré que les modèles analytiques d'écrasement d'aspérités manquent de généralité : celui de GreenWood et Williamson ne prend pas en compte les déformations plastiques des aspérités, le modèle de Wilson et Sheu ainsi que celui de Sutcliffe font l'hypothèse d'arasement (la matière qui est écrasée est éliminée du modèle). De plus, tous ces modèles sont limités à des configurations de type : outil lisse – tôle rugueuse.

L'approche par éléments finis est quant à elle beaucoup plus générale. Elle permet de traiter des géométries beaucoup plus variées et donc de prendre en compte des profils réels. De plus, elle prend en compte la conservation de la masse et le comportement du matériau peut être modélisé à l'aide de lois élastoplastiques. En outre, la méthode des éléments finis permet traiter des configurations où la tôle et l'outil sont rugueux. Enfin, elle offre la possibilité de prendre en compte la présence de lubrifiant à l'interface.

C'est donc l'approche éléments finis que nous avons retenue. Dans les sections suivantes, on analyse des résultats de simulations d'écrasement d'aspérités en cas sec. On décrit tout d'abord un modèle d'écrasement d'aspérités macroscopiques que l'on valide sur des mesures expérimentales. Ensuite, on analyse l'écrasement d'aspérités microscopiques.

## 4.3 Modélisation des expériences de Sutcliffe

Pour pouvoir valider son modèle d'écrasement d'aspérités transversales, Sutcliffe [98] a effectué des expériences d'écrasement d'aspérités triangulaires macroscopiques par des outils lisses. Celles-ci étaient usinées à la surface d'un bloc de cuivre. La géométrie ainsi que les dimensions sont indiquées sur la figure 4.21.

Les essais étaient effectués en deux étapes. Tout d'abord, une charge était appliquée sur les outils pour obtenir une pression moyenne de contact  $p$ . Au cours de cette étape, le mouvement latéral du substrat était empêché. Ensuite, au cours de la deuxième phase de l'essai, une charge latérale  $\sigma$  était appliquée aux deux extrémités du bloc de cuivre de manière à générer des déformations plastiques dans le substrat tout en maintenant la charge verticale constante. Cette procédure a été répétée plusieurs fois pour différentes valeurs de pression et de déformations du substrat.

Ces expériences ont été reproduites numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis avec Metafor [64]. Le modèle, les hypothèses ainsi que les résultats obtenus sont présentés dans les sections suivantes.

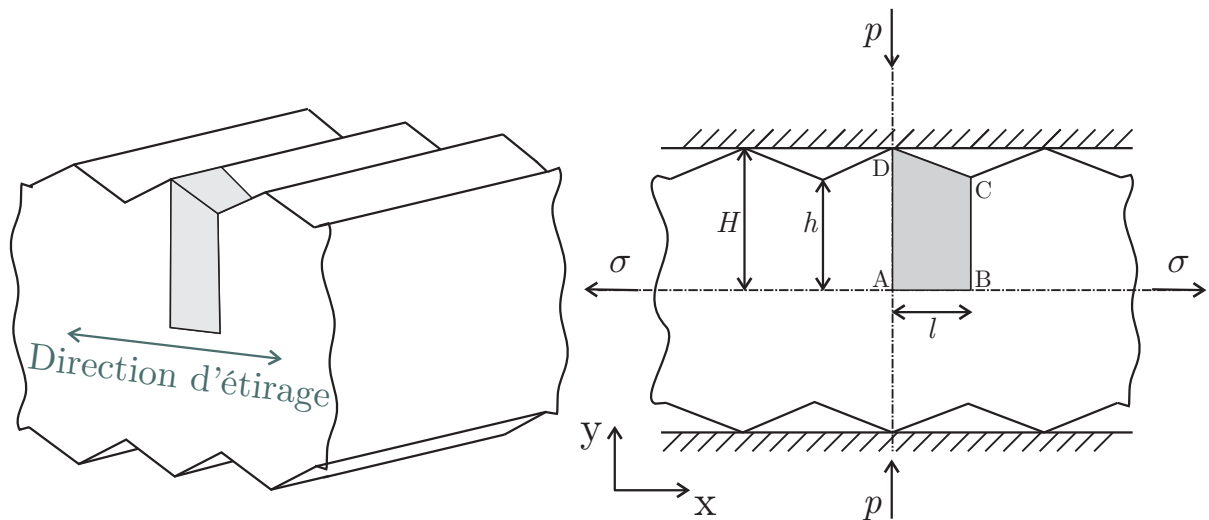


FIGURE 4.21 – Représentation schématique des aspérités triangulaires utilisées par Sutcliffe [98] lors de ses tests d'écrasement  $H = 5 \text{ mm}$  –  $h = 4.526 \text{ mm}$  et  $l = 1.3 \text{ mm}$ . Les aspérités ont une pente de  $20^\circ$ .

### 4.3.1 Hypothèses du modèle

En raison de la symétrie, seul un quart d'une aspérité triangulaire a été considérée dans le modèle. Cette portion d'aspérité est représentée par la partie grisée de la figure 4.21. Le bord gauche AD et le bord inférieur AB sont donc bloqués respectivement selon l'horizontale et la verticale.

#### Maillage

Le maillage est représenté sur la figure 4.22. Il est raffiné à proximité de la frontière supérieure de manière à obtenir une bonne approximation de l'aire de contact. Ce maillage a été généré en utilisant l'implémentation, au sein de Metafor [64], du mailleur quadrangulaire non structuré décrit dans [85]. Le maillage est composé de 1441 éléments quadrangulaires et de 138 éléments de contact sur le bord supérieur.

Les simulations ont été effectuées en état plan de déformation. Ceci permet des gains en termes de temps de calcul. De plus, lors des essais, Sutcliffe a observé que les déformations hors plan étaient faibles comparativement aux déformations dans le plan des aspérités. Notre hypothèse est donc réaliste.

Ces essais ont déjà été modélisés par Lu et al. [65] à l'aide du logiciel commercial MSC-Marc. Ils ont utilisé une loi matériau rigide plastique et un maillage uniforme composé de quadrangles. Pour gagner du temps de calcul, ils n'ont pas pris en compte toute la hauteur du quart de l'aspérité. Ils ont effectué une étude paramétrique de manière à trouver une hauteur du substrat optimale : suffisamment grande pour ne pas influencer l'aire relative de contact et suffisamment faible pour éviter les temps de calcul trop importants.

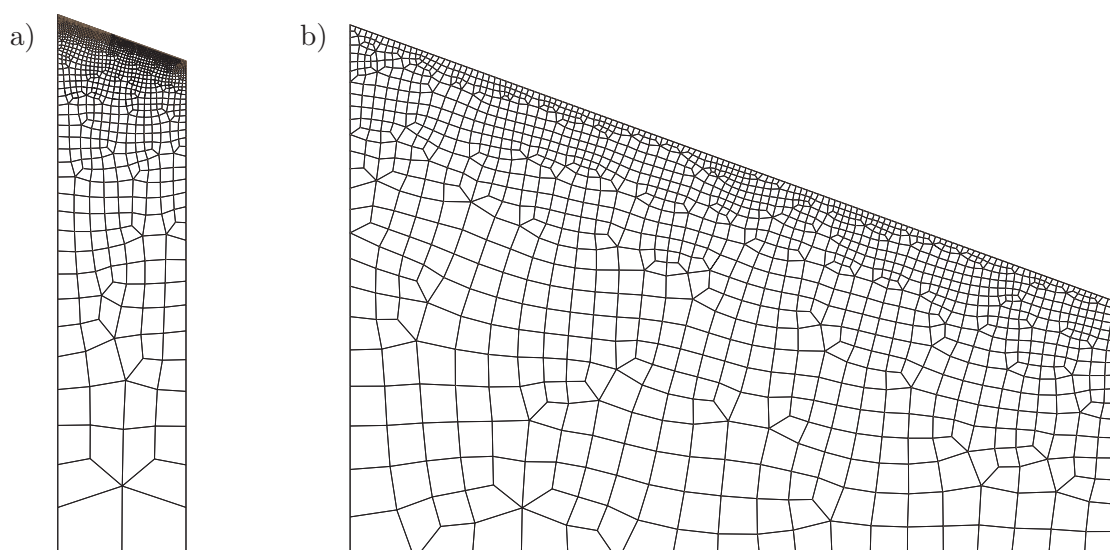


FIGURE 4.22 – Maillage utilisé dans les simulations éléments finis. a) Vue d'ensemble. b) Zoom sur le sommet de l'aspérité.

### Intégration des éléments

Dans notre simulation, des éléments quadrangulaires sont utilisés. L'intégration des éléments est effectuée à l'aide d'une méthode de sous intégration sélective. La partie déviatorique du tenseur des contraintes est calculée sur quatre points de Gauss. L'incrément de pression quant à lui est calculé au centre des éléments et ensuite reporté vers les quatre points de Gauss. Il s'agit d'éléments de type SRIPR. Cette méthode permet d'éviter le phénomène de locking volumique ainsi que l'apparition de modes sabliers [82].

L'intégration temporelle est effectuée à l'aide d'un schéma dynamique implicite de Chung-Hulbert [22]. Les valeurs des paramètres utilisés sont les valeurs par défaut décrites dans la section 6.2.8.

### Gestion du contact

Le contact est traité à l'aide de la méthode de la pénalité avec un outil rigide défini de manière analytique. Il s'agit d'une ligne horizontale. Avec cette méthode, la force de contact normale  $F_N$  est proportionnelle au gap normal  $G_N$  (pénétration) entre l'outil et le maillage, à la pénalité normale  $C_N$  ainsi que l'aire associée à chaque noeud esclave  $A_S$

$$\frac{F_N}{A_S} = C_N G_N \quad (4.2)$$

La pénalité normale  $C_N$  est choisie de manière à minimiser le gap normal  $G_N$  tout en évitant les temps de calcul importants engendrés par de trop grandes valeurs de pénalité. Dans le cas présent, on utilise  $C_N = 10^6$  MPa/mm. Comme les aspérités avaient été lubrifiées au cours des tests, on a fait l'hypothèse de contact sans frottement dans les simulations.



### Loi matériau

Sutcliffe a réalisé des essais de compression sur des cylindres usinés dans le même matériau que celui utilisé pour ses expériences d'écrasement d'aspérités. Le comportement de ce matériau a été modélisé grâce à la loi d'érouissage linéaire isotrope donnée par la relation suivante :

$$\sigma_Y = 277 + 93.77\bar{\epsilon}^{ep} \text{ MPa} \quad (4.3)$$

Les paramètres de cette loi ont été identifiés sur base des données expérimentales de Sutcliffe.

### Chargement

Le chargement appliqué sur l'aspérité est divisé en deux étapes. Au cours de la première, l'aspérité est écrasée par une droite horizontale rigide. La charge appliquée sur cet outil est augmentée progressivement jusqu'à ce qu'elle atteigne une valeur donnée, correspondant à la pression de contact moyenne utilisée dans les expériences de Sutcliffe. La valeur de cette pression moyenne est égale à la charge verticale appliquée divisée par la demi-distance entre aspérités au début du calcul notée  $l_0$ . Le déplacement horizontal des noeuds du bord droit BC est empêché (cfr. étape 1 figure 4.23). Lors de la deuxième étape, la charge appliquée sur l'outil rigide est maintenue constante et un déplacement horizontal est appliqué sur les noeuds du bord vertical droit de l'aspérité de manière à générer des déformations plastiques du substrat (cfr. étape 2 figure 4.23).

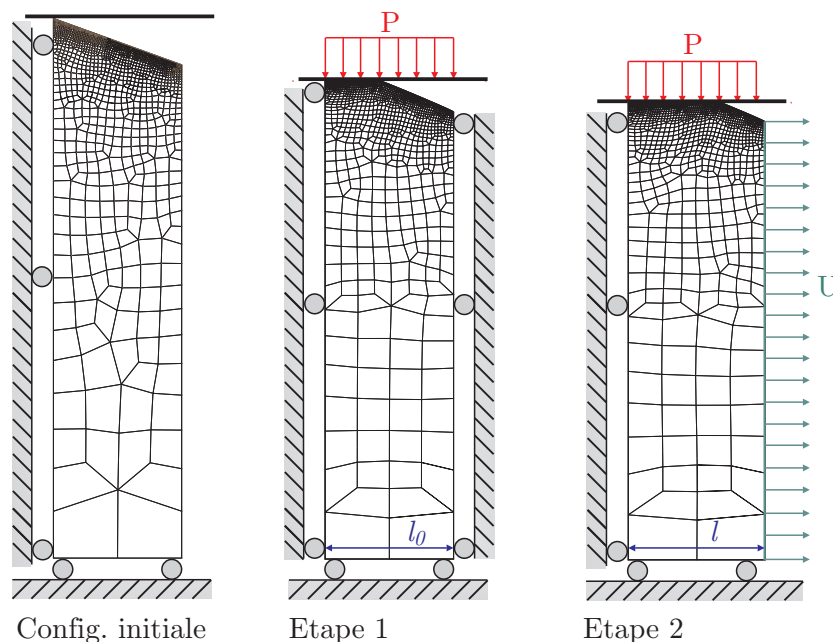


FIGURE 4.23 – Chargement et conditions aux limites utilisées au cours des différentes étapes de la simulation éléments finis des expériences de Sutcliffe.

L'aire relative de contact ainsi que la déformation du substrat (la déformation ingénier de la largeur de l'aspérité  $\varepsilon_x = (l - l_0)/l_0$ ) sont calculées à chaque pas de temps de la simulation sans retirer la charge verticale appliquée sur l'outil.

### 4.3.2 Analyse des résultats

La figure 4.24 compare les résultats obtenus avec Metafor aux résultats expérimentaux de Sutcliffe [98]. On constate que les résultats numériques sont très proches des résultats expérimentaux pour les trois valeurs de pression testées. De plus, on observe que les résultats du modèle éléments finis sont plus proches de l'expérience que ne l'est le modèle de Sutcliffe à l'exception du cas  $p/2k = 0.66$  ( $p$  étant la pression moyenne de contact et  $k$  la limite d'élasticité en cisaillement) pour lequel le modèle de Sutcliffe donne des résultats légèrement meilleurs.

Pour la pression moyenne la plus élevée  $p/2k = 1$ , la courbe obtenue avec Metafor sature au-delà d'une déformation du substrat de 14 %. Cette caractéristique est aussi présente sur les données expérimentales, mais n'est pas prédite par le modèle analytique.

Pour la pression la plus faible  $p/2k = 0.40$ , les résultats du modèle éléments finis s'écartent de la courbe du modèle de Sutcliffe pour des déformations du substrat supérieures à 2% et se rapprochent des résultats expérimentaux.

Le temps de calcul d'une des simulations est inférieur à 3 minutes sur le PC1 de l'annexe A.

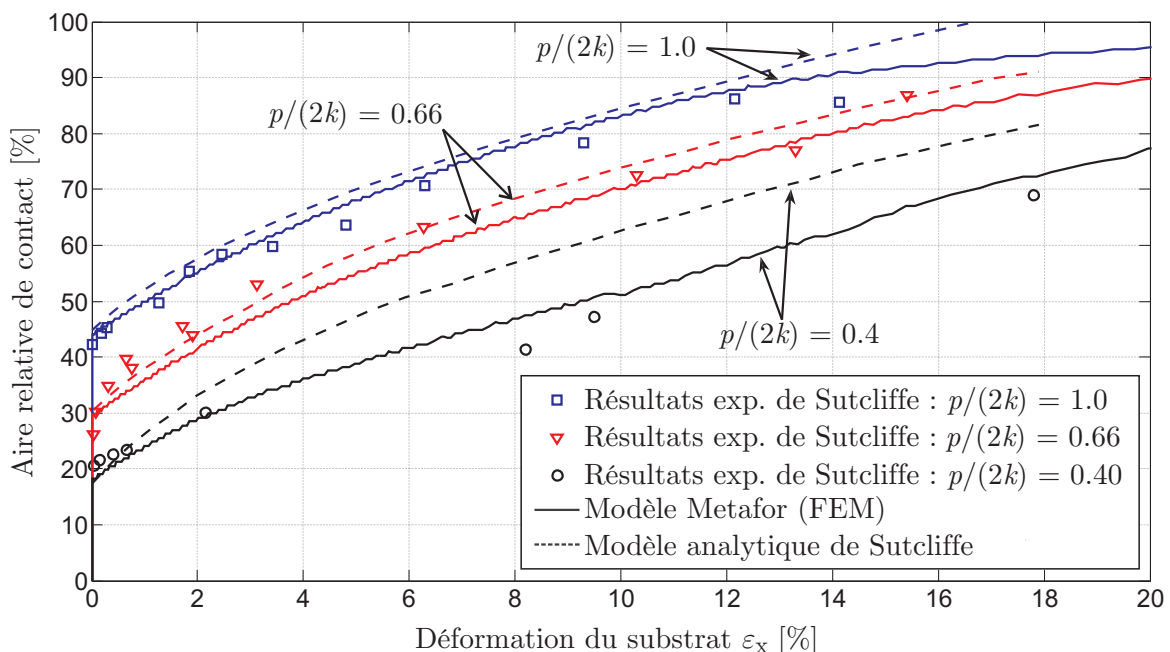


FIGURE 4.24 – Comparaison des résultats numériques, obtenus à l'aide de la méthode des éléments finis, aux résultats numériques et expérimentaux de Sutcliffe [98].

## 4.4 Écrasement d'un profil réel

Dans cette section, on étudie l'écrasement de profils de rugosités, mesurés sur des tôles laminées à froid, par un plan lisse rigide. Des simulations de ce type ont déjà été réalisées par Bertrand [10], à l'aide des logiciels éléments finis Abaqus [26] et LAM3 [42, 43]. Ces simulations avaient été effectuées dans la cadre d'un projet destiné à modéliser les contraintes thermomécaniques dans une bobine lors du recuit-base. L'intérêt de reproduire ces simulations est de montrer qu'il est possible de traiter ce type de cas avec Metafor et que les résultats obtenus sont proches de ceux calculés avec Abaqus et LAM3.

Dans les paragraphes suivants, on décrit tout d'abord les hypothèses de la modélisation et les résultats obtenus lors de l'écrasement du profil par un plan lisse. Ensuite, on analyse des résultats lors du contact entre deux profils d'aspérités déformables. On montre ainsi que nous sommes capables de traiter des cas où la tôle et l'outil sont rugueux.

### 4.4.1 Hypothèses du modèle

#### Géométrie

Le profil de rugosités utilisé dans les simulations d'écrasement est représenté sur la figure 4.25. Celui-ci a été mesuré sur une tôle laminée à froid dans le sens de la largeur. La longueur palpée est de 3.3 mm. La rugosité moyenne arithmétique du profil est de  $0.94 \mu\text{m}$ .

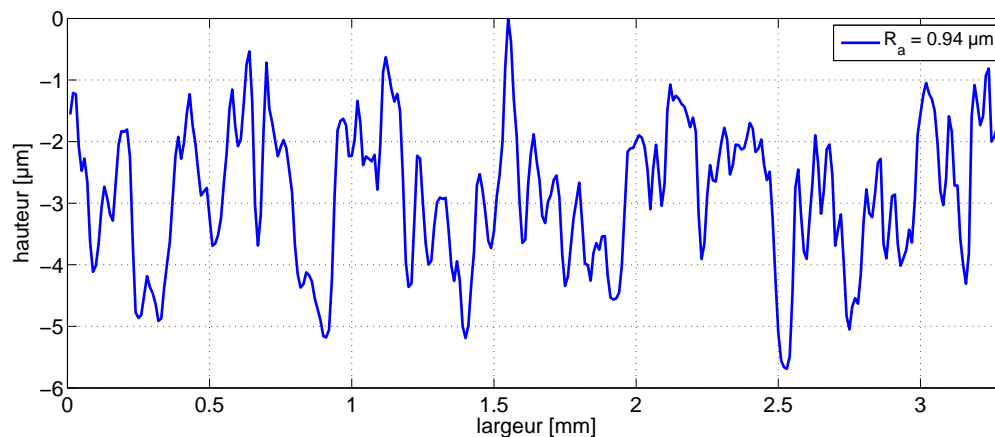


FIGURE 4.25 – Profil de rugosités mesuré sur une tôle après laminage à froid dans le sens de la largeur. Ce profil a été utilisé par Bertrand [10] dans des simulations d'écrasement d'aspérités Abaqus et LAM3.

## Maillage

Le maillage est représenté sur la figure 4.26. Celui-ci est identique à celui utilisé par Bertrandie [10] dans les simulations éléments finis effectuées avec Abaqus et LAM3. Ceci permet de réaliser une meilleure comparaison entre les différents résultats.

Le maillage présente 10 éléments sur l'épaisseur. La hauteur du plus petit élément en surface est de  $15 \mu\text{m}$ . La taille des éléments selon la hauteur du profil suit une progression géométrique de raison  $r = 1.205$ . La largeur des éléments est constante et vaut  $0.01 \text{ mm}$ .

Comme dans la section précédente, ces simulations sont effectuées en état plan de déformation. On utilise des éléments quadrangulaires intégrés à l'aide de la méthode de sous-intégration sélective rappelée à la section précédente. On utilise ici aussi un schéma d'intégration dynamique de Chung-Hulbert [22]. Les valeurs des paramètres utilisés sont les valeurs par défaut décrites dans la section 6.2.8.

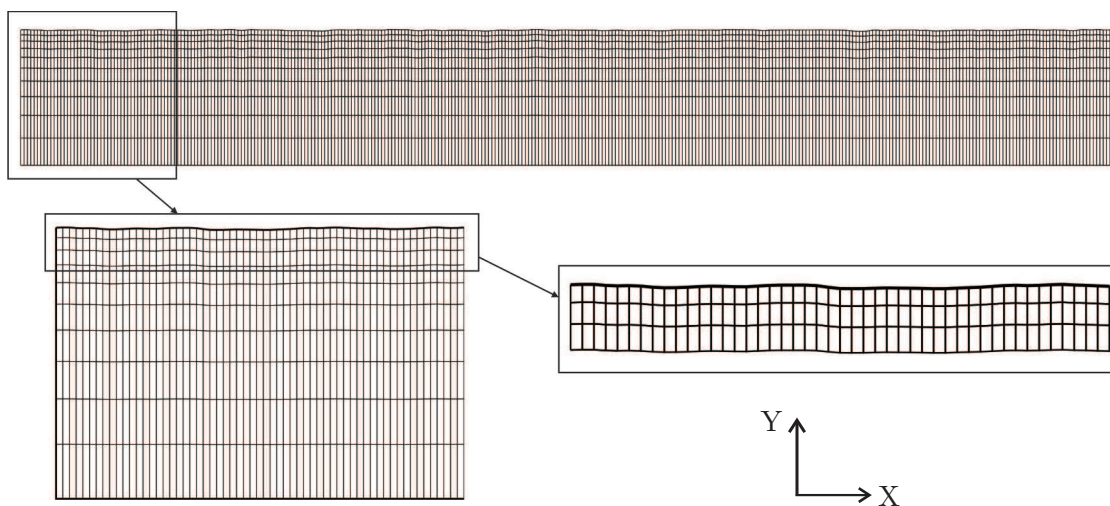


FIGURE 4.26 – Zooms successifs sur le maillage du profil d'aspérité présenté à la figure 4.25.

## Gestion du contact

On traite le contact à l'aide de la méthode de la pénalité. La pénalité normale choisie est de  $C_N = 10^6 \text{ MPa/mm}$ . On ne prend pas en compte le frottement. Dans ce type de simulations, comme le glissement entre les corps en contact est très faible, le frottement a très peu d'influence sur les résultats.

On impose un déplacement vertical, linéaire au cours du temps, au plan rigide. Le déplacement maximal est de  $3.5 \mu\text{m}$ . Cette valeur permet d'écraser complètement les aspérités.

### Loi matériau

On utilise une loi matériau élastoplastique à écrouissage isotrope de type "Smatch" :

$$\sigma_Y = (65.9 + 19.8\bar{\varepsilon}^{Pl}) (1 - 0.36 \exp -14.1\bar{\varepsilon}^{Pl}) \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Le matériau est un acier, le module d'Young est donc de 210 GPa et le coefficient de Poisson vaut 0.3.

Notons que nous sommes aux limites de l'hypothèse d'un milieu continu. En effet, à cette échelle, on est proche de la taille des grains. Par définition, ceux-ci délimitent des régions d'orientations cristallographiques différentes. La réponse du matériau à l'échelle microscopique sera donc influencée par l'orientation des grains. Or, dans les modèles décrits ici, le comportement du matériau est identique sur chacun des éléments du domaine.

### Conditions aux limites

L'épaisseur du substrat sur lequel reposent les aspérités est de 0.4 mm. Le déplacement vertical du bord inférieur est bloqué et les déplacements horizontaux des bords verticaux sont empêchés.

## 4.4.2 Analyse des résultats

### Modifications du profil de rugosité au cours de l'écrasement

La figure 4.27 représente le déplacement vertical de l'outil en fonction de l'aire relative de contact. Ces résultats ont été obtenus d'une part avec Abaqus et LAM3 par Bertrand [10] et d'autre part, avec Metafor dans le cadre de ce travail.

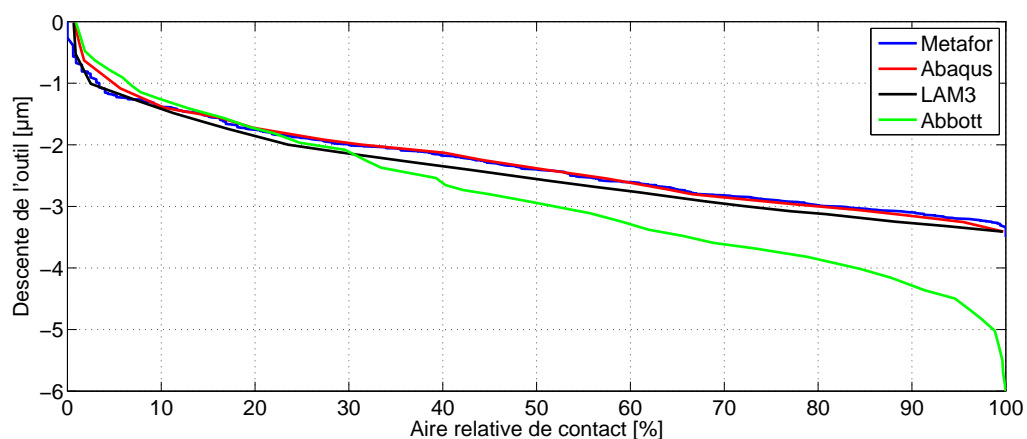


FIGURE 4.27 – Descente du plan en fonction de l'aire relative de contact. Comparaison des résultats obtenus lors des simulations Abaqus-LAM3-Metafor avec la courbe d'Abbott.

On remarque que les trois résultats issus des simulations éléments finis présentent la même allure ; une première phase durant laquelle l'aire relative de contact augmente très lentement (pour un déplacement vertical de l'outil compris entre 0 et  $-1.2 \mu\text{m}$ ) suivie d'une seconde phase dans laquelle l'aire relative de contact augmente linéairement avec la descente du plan.

Les courbes sont toutes les trois très proches les unes des autres. D'ailleurs, on remarque que les résultats obtenus avec Metafor et Abaqus sont pratiquement identiques.

La quatrième courbe représentée sur la figure 4.27 correspond à la courbe d'Abbott du profil d'aspérités. Pour comprendre ce qu'est une courbe d'Abbott, il faut définir le taux de longueur portante. Le taux de longueur portante, est le rapport en pourcentage, entre le profil rencontré par une ligne de coupe traversant le profil initial (sans déformation) et la longueur de référence  $l_p$ . La courbe d'Abbott est la transcription graphique du taux de longueur portante (cfr. figure 4.28).

Au vu de la définition ci-dessus, la courbe de Abbott correspond à l'évolution de l'aire relative de contact fournie par un modèle d'arusement (i.e. la quantité de matière écrasée est éliminée du modèle), lors de l'écrasement du profil d'aspérités par un plan rigide.

Lorsque l'aire relative de contact est inférieure à 30%, on remarque que les résultats des simulations éléments finis suivent la courbe d'Abbott. Par contre, pour les taux de contact plus élevés, les résultats des simulations s'en écartent fortement. **Ceci nous montre une fois de plus les limitations du modèle d'arusement : la conservation de la masse doit être prise en compte pour des valeurs élevées du taux de contact.**

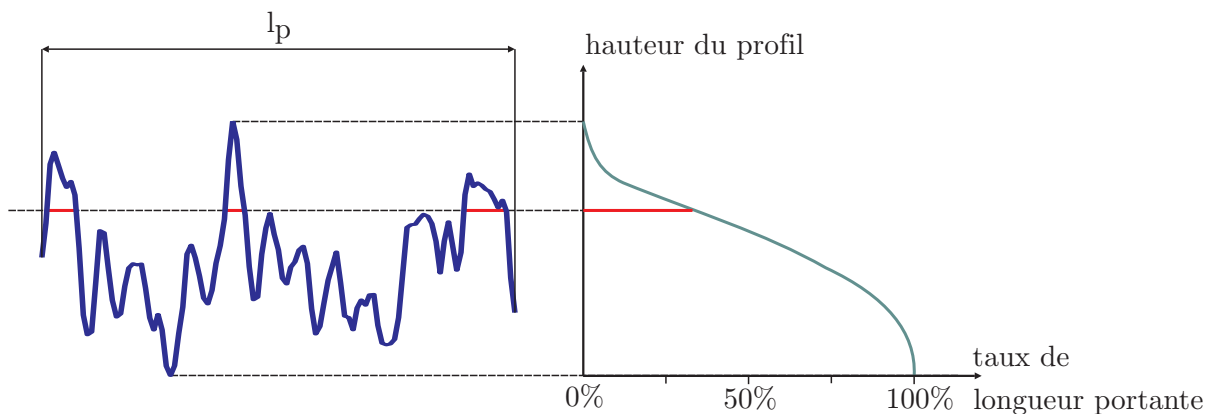


FIGURE 4.28 – Courbe d'Abbott : représentation schématique du taux de longueur portante (longueur des segments rouges divisée par  $l_p$ ) en fonction de la hauteur du profil.  $l_p$  représente la longueur portante.

La figure 4.29 représente la pression moyenne de contact en fonction de la descente de l'outil. On remarque que les trois courbes (obtenues avec des codes éléments finis différents) sont très proches les unes des autres.

La figure 4.30 montre l'aire relative de contact en fonction de la pression moyenne de contact. La courbe noire obtenue avec LAM3 présente une allure différente des deux autres. Par contre, les courbes Metafor et Abaqus se superposent quasi parfaitement. Les résultats fournis par Metafor et Abaqus donnent une relation linéaire entre la pression et l'aire relative lorsque  $A$  est inférieure à 60%. Au-delà, la courbe sature. On obtient une aire relative de contact de 100% pour une pression moyenne de 270 MPa.

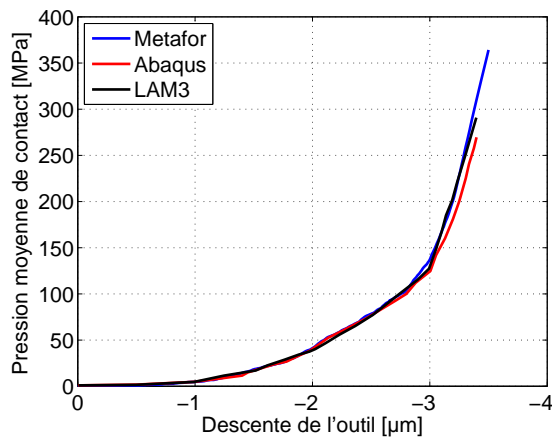


FIGURE 4.29 – Pression moyenne de contact en fonction de la descente de l'outil. Comparaison des résultats Abaqus-LAM3-Metafor.

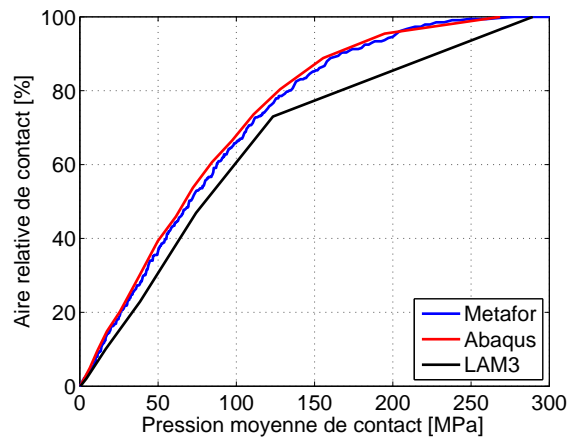


FIGURE 4.30 – Aire relative de contact en fonction de la pression moyenne de contact. Comparaison des résultats Abaqus-LAM3-Metafor.

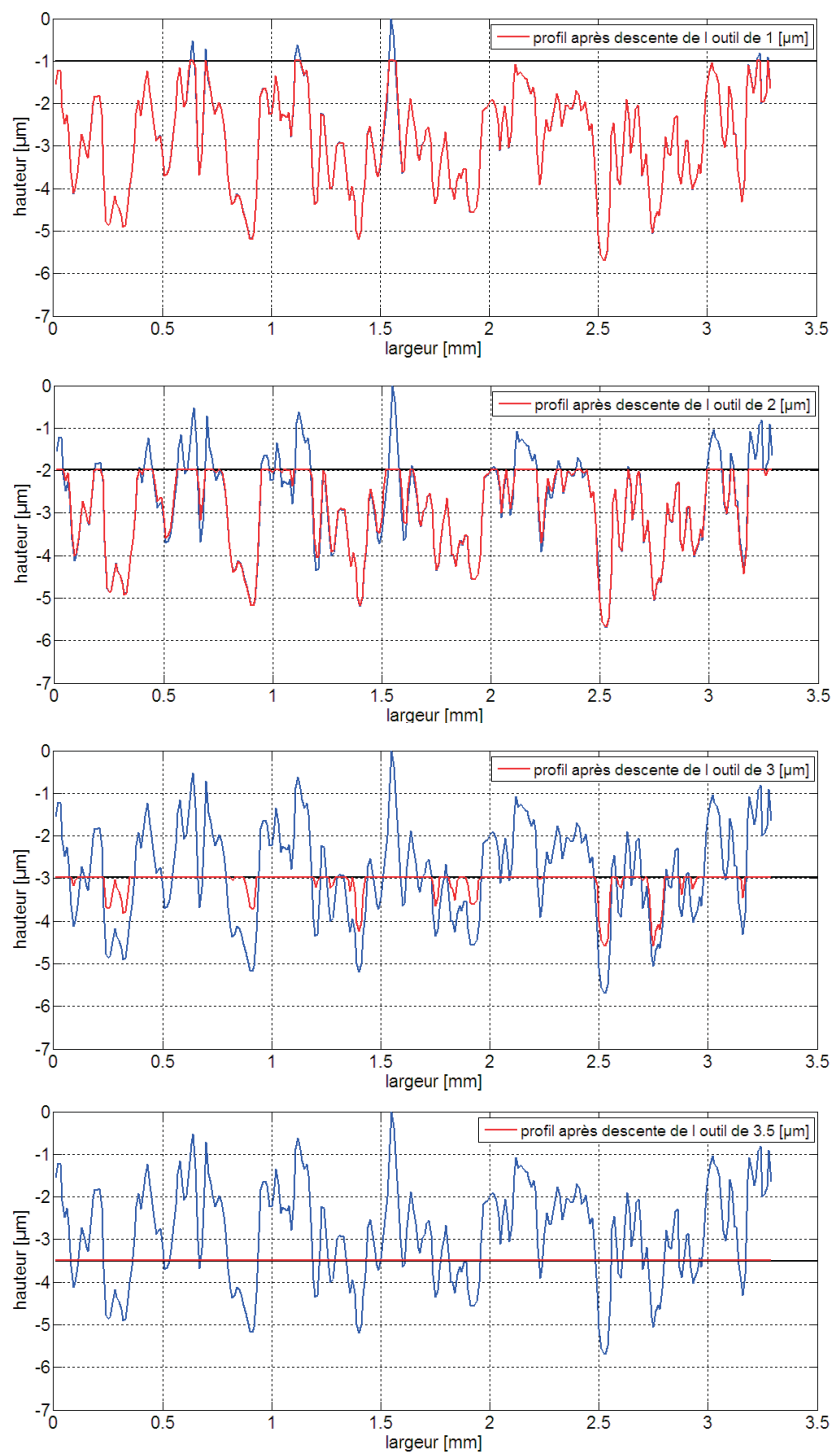
### Modifications du profil de rugosité au cours de l'écrasement

La figure 4.31 montre la forme du profil de rugosité, à différents moments de la simulation réalisée avec Metafor. On constate que pour une descente du plan inférieure à  $2\mu m$ , la partie supérieure des aspérités écrasées par le plan a simplement été tronquée, ce qui rejoint les observations faites dans [10]. Dans ce cas, l'élargissement des pics écrasés est négligeable par rapport à leur forme initiale et la remontée des vallées est très faible par rapport à la descente du plan ce qui influence peu la valeur de l'aire relative de contact. Cette observation rejoint le commentaire réalisé au paragraphe précédent. En effet, en analysant la figure 4.27, on avait remarqué que les courbes issues des simulations éléments finis suivaient la courbe d'Abbott pour une descente du plan inférieure à  $2\mu m$ .

Au-delà de cette valeur, on constate sur la figure 4.31 une remontée importante des vallées lors de l'écrasement. En effet, les conditions aux limites empêchent la matière de s'échapper sur les côtés. La matière n'a donc d'autre choix que de remonter vers le plan rigide. Par conséquent, l'aire relative de contact augmente. Ceci explique le fait que l'on s'écarte de la courbe d'Abbott pour une descente du plan supérieure à  $2\mu m$ .

Enfin après une descente de l'outil de  $3.5\mu m$  on constate que le profil de rugosité est complètement écrasé, celui-ci s'est conformé à la géométrie du plan.

Le temps de calcul de cette simulation est de l'ordre de 5 minutes sur le PC1 de l'annexe A.



**FIGURE 4.31** – Modification de la forme du profil de rugosité lors de l'écrasement des aspérités par un plan rigide. Résultats obtenus avec Metafor. En bleu : profil de rugosité initial, en rouge : profil déformé correspondant au déplacement vertical de l'outil mentionné dans la légende, en noir : position du plan d'écrasement.



### 4.4.3 Contact entre deux profils rugueux déformables

#### Hypothèses du modèle

On a effectué une simulation au cours de laquelle deux profils d'aspérités déformables sont mis en contact. Le profil inférieur correspond au profil utilisé dans les sections précédentes. Le profil supérieur a été obtenu par une opération de symétrie centrale du profil inférieur.

L'épaisseur du substrat est de 0.4 mm pour les deux corps. La loi matérielle utilisée sur ces deux domaines est identique. Il s'agit de la loi Smatch utilisée précédemment (cfr. équation 4.7). Le maillage possède les mêmes caractéristiques que celui utilisé dans les simulations d'écrasement décrites au point précédent

On considère un contact sans frottement. Celui-ci est géré à l'aide d'une méthode double passe. Dans ce cas, à chaque itération, l'interpénétration entre les corps est empêchée en deux étapes (ou passes). Au cours de la première passe, le corps inférieur est l'esclave. Les noeuds de contact du corps inférieur, ayant traversé le profil supérieur, sont donc ramenés vers la surface du bord supérieur, le maître, à l'aide de la méthode de la pénalité. Ensuite, les rôles sont inversés. La pénalité normale utilisée est de  $C_N = 10^6$  MPa/mm.

Les mouvements horizontaux des bords latéraux sont empêchés. Le déplacement vertical de la base de l'aspérité inférieure est bloqué. La mise en charge s'effectue en imposant un déplacement vertical sur la base de l'aspérité supérieure. On a choisi d'imposer un déplacement linéaire au cours du temps dont la valeur maximale correspond à la différence entre le maximum du profil supérieur et le minimum du profil inférieur.

#### Analyse des résultats

L'interaction entre les profils de rugosité lors du contact est représentée sur la figure 4.32. On constate qu'en fin de simulation les profils déformés se conforment parfaitement.

Sur les figures 4.33 et 4.34 on a tracé l'aire relative de contact ainsi que le volume libre en fonction de la pression moyenne de contact. Lorsque l'aire relative de contact est inférieure à 60 %, on observe une évolution linéaire de cette grandeur avec la pression. Ensuite, cette courbe sature. Une conformation parfaite entre les surfaces est obtenue pour une pression de 272 MPa.

Le volume libre décroît de manière importante au début de la simulation lorsqu'il y a peu de contact entre aspérités. Cette variation s'amenuise avec la multiplication des points de contact. Cette courbe sature enfin, comme celle de l'aire relative de contact, pour une pression moyenne supérieure à 200 MPa.

Le temps de calcul de cette simulation est de l'ordre de 30 minutes sur le PC1 de l'annexe A.

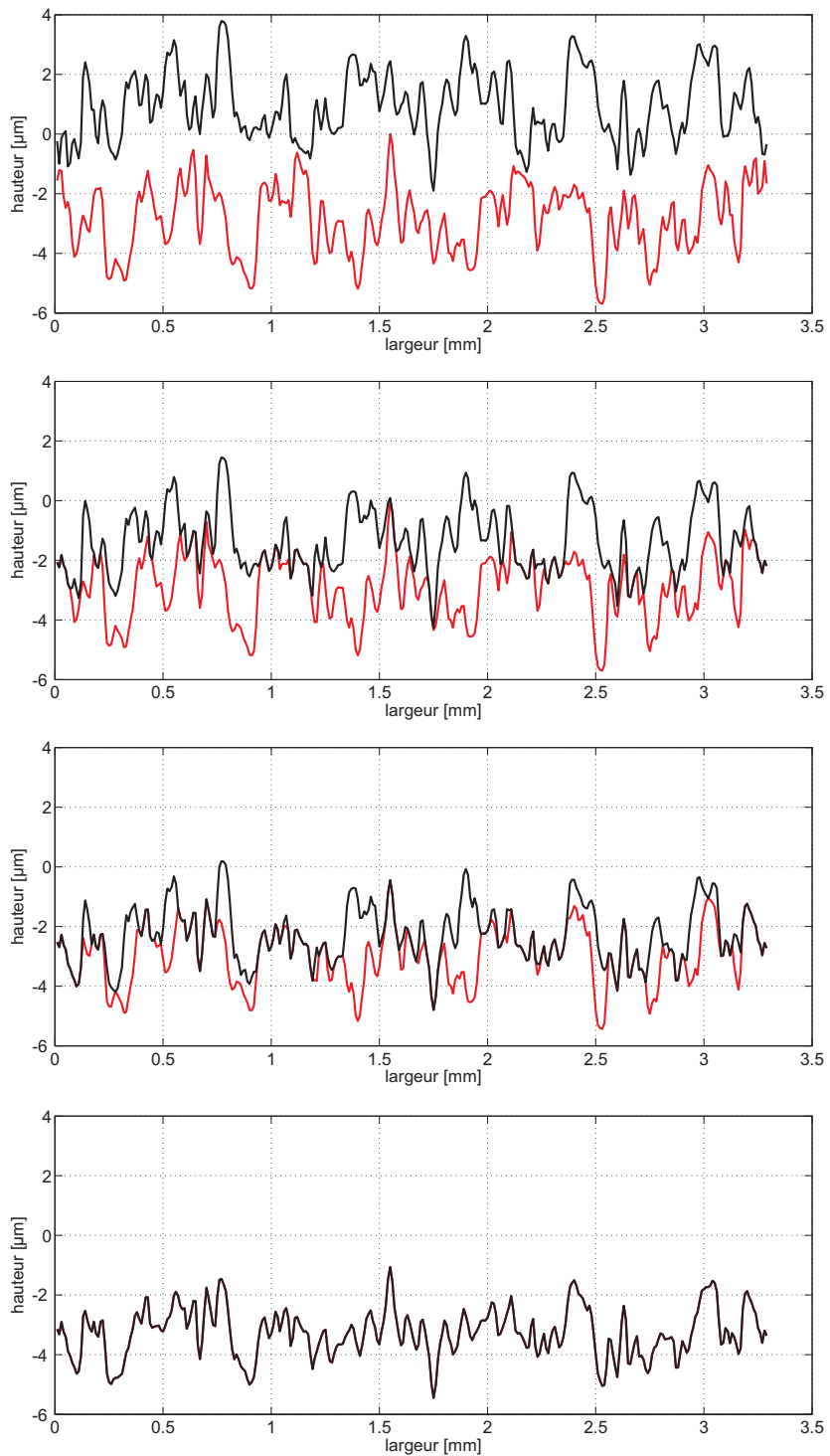


FIGURE 4.32 – Contact entre deux profils d'aspérités déformables. Résultats obtenus avec Metafor. En rouge profil de rugosité inférieur. En noir : profil supérieur.

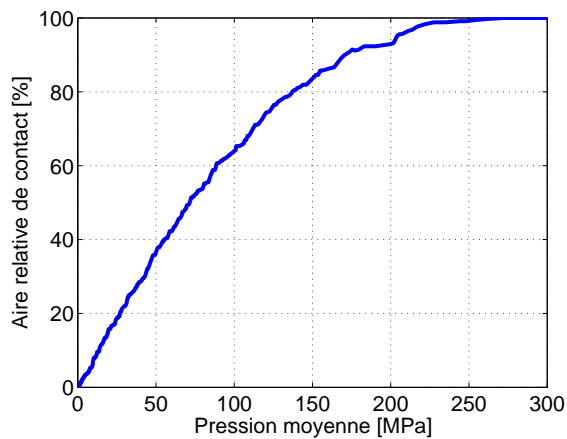


FIGURE 4.33 – Aire relative de contact en fonction de la pression moyenne de contact.

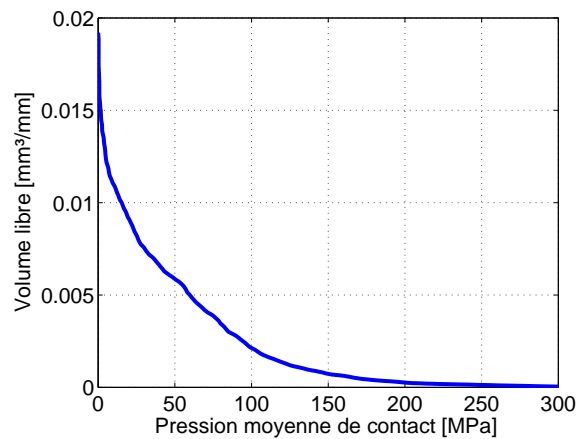


FIGURE 4.34 – Évolution du volume libre, entre les aspérités, en fonction de la pression moyenne de contact.

## 4.5 Calcul de la raideur des aspérités

Des mesures de raideur ultrasonore ont été effectuées par Dwyer-Joyce, Drinkwater et Quinn [30] pour étudier le contact entre surfaces rugueuses. Ils ont analysé la réflexion d'ultrasons à l'interface entre un bloc d'aluminium (de type 6082) et un outil en acier. Le dispositif expérimental est schématisé sur la figure 4.35. Cette technique de mesure a déjà été décrite à la section 3.5 (cfr. page 84). Notons qu'ici aucun lubrifiant ne séparait les aspérités des deux corps en contact.

Ces mesures de raideur ont été réalisées pour différents niveaux de pression de contact. Des cycles de charge-décharge montrent que la raideur mesurée suit une courbe d'hystérésis (cfr. figure 4.36).

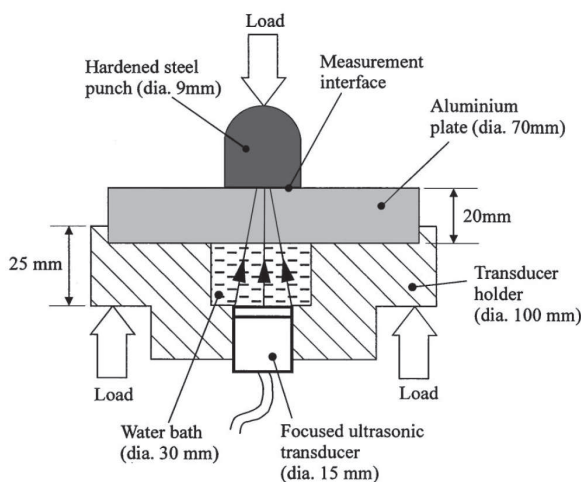


FIGURE 4.35 – Schéma du dispositif expérimental utilisé dans [30] pour mesurer la raideur à l'interface entre une plaque d'aluminium et un outil métallique.

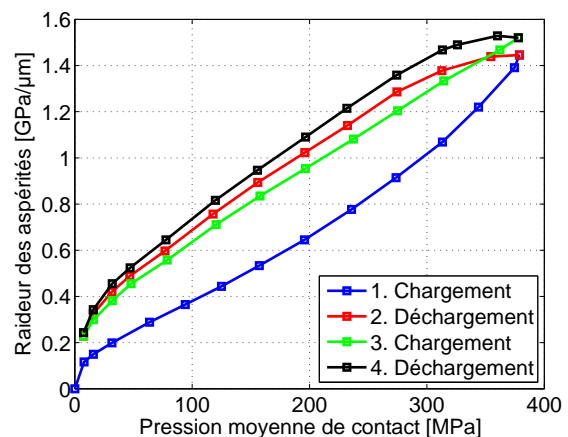


FIGURE 4.36 – Raideur d'interface mesurée, lors de cycles de charge décharge, à l'aide du dispositif de la figure 4.35 [30].

Pour le contact entre deux surfaces rugueuses, la raideur est déterminée par [30] :

$$K = -\frac{dp_{nom}}{du} \quad (4.5)$$

où  $p_{nom}$  est la pression moyenne de contact et  $u$  est la distance entre les lignes moyennes des surfaces rugueuses.

Il y a bien évidemment un lien entre l'aire relative de contact et la raideur mesurée. En effet, plus la conformation entre les surfaces est importantes, plus le rapport entre le signal ultrasonore réfléchi par l'interface et celui émis par le capteur, appelé coefficient de réflexion  $R$ , est faible. L'équation 4.6 (déjà décrite à la page 122) montre que dans ce cas, la raideur des aspérités  $K$  est élevée. Cependant, il n'est pas possible de déterminer une valeur d'aire relative de contact uniquement sur base de ces mesures. Pour ce faire, il faut utiliser un modèle d'écrasement d'aspérités, qui sur base des mesures expérimentales de raideur permettra de déduire l'état de l'interface.

$$|R| = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2K}{\omega z}\right)^2}} \quad (4.6)$$

Différentes tentatives ont été effectuées pour calculer la raideur de l'interface [30]. Le modèle de Greenwood et Williamson [37] fournit une raideur des aspérités très en deçà des valeurs expérimentales. Le modèle numérique de Webster et Sayles [102], qui permet de calculer l'écrasement d'un profil réel – supposé élastique – par un outil lisse, quant à lui fournit des valeurs de raideurs moitié moindre que les grandeurs expérimentales. Ces deux modèles font l'hypothèse que les aspérités ont un comportement élastique. Or on sait que ces aspérités vont plastifier, à tout le moins au droit des points de contact.

Dans le cadre de ce travail, on a reproduit numériquement ces expériences sur une aspérité simplifiée. Pour ce faire, on a étudié le comportement d'une aspérité triangulaire, ayant une rugosité quadratique similaire à celle mesurée sur un des profils testés dans [30]. On a choisi d'utiliser  $R_q = 1.87 \mu m$ . La pente de l'aspérité vaut  $10^\circ$ . Celle-ci repose sur un substrat de  $200 \mu m$  d'épaisseur. La largeur du substrat est de  $36.73 \mu m$ . La géométrie ainsi que le maillage utilisé sont similaires à ceux décrits à la section 4.3.

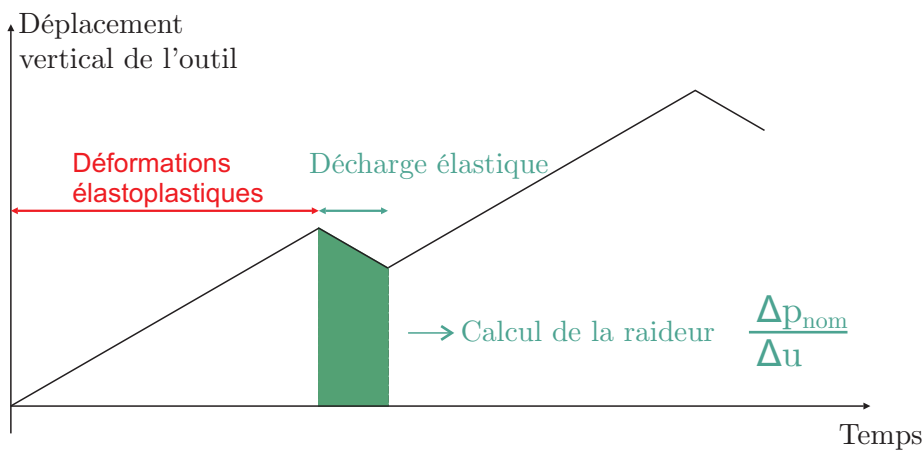
Dans le modèle, l'aspérité est écrasée par un plan lisse rigide. Cette approximation est acceptable dans la mesure où le corps en acier est beaucoup plus dur que la plaque d'aluminium. Le mouvement horizontal des bords verticaux de l'aspérité est empêché de même que le mouvement vertical du bord inférieur. Les autres hypothèses du modèle en termes de types d'élément, de gestion du contact et d'intégration temporelle sont identiques à celles effectuées à la section 4.3.

On ne dispose pas de la loi d'écrasement du bloc d'aluminium utilisé lors des expériences. On a donc décidé d'utiliser la loi suivante :

$$\sigma_Y = (1875.8 + 21.98\bar{\varepsilon}^{pl}) \left(1 - 0.042e^{-13.28\bar{\varepsilon}^{pl}}\right) - 1584.2 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

dont les paramètres ont été identifiés sur mesures réalisées lors de tests de bipoinçonnement réalisés par Bech [8].

D'un point de vue expérimental, la raideur des aspérités correspond à la variation de pression due à une perturbation élastique générée dans la zone de contact par une onde ultrasonore. Or, lors de l'écrasement de l'aspérité pour l'outil rigide, le matériau subit des déformations élastoplastiques. Il n'est donc pas possible de déterminer la raideur sur base de la pression moyenne de contact  $p_{nom}$  et de la distance entre les lignes moyennes  $u$  par l'intermédiaire de la relation 4.5. Dès lors, pour que les déformations soient purement élastiques lors du calcul de la raideur des aspérités, les phases de charge sont entrecoupées de déchargements élastiques comme le montre la figure 4.37.



**FIGURE 4.37** – Représentation schématique du déplacement vertical de l'outil lors des simulations destinées au calcul de la raideur des aspérités. Le chargement élastoplastique de l'aspérité comprend différentes phases de décharges élastiques régulièrement espacées. C'est au cours de ces phases que la raideur des aspérités est calculée.

Les résultats obtenus sont représentés sur la figure 4.38. Tout d'abord, on constate que l'ordre de grandeur de la raideur est similaire aux valeurs mesurées. De plus, on observe comme dans les expériences, un comportement hystérétique. Ce type de résultats numériques est à notre connaissance une première.

Il y a un écart entre les courbes numériques et expérimentales. Gardons cependant à l'esprit que le modèle utilisé ici est fortement simplifié dans la mesure où l'outil rugueux en acier est modélisé à l'aide d'un plan lisse, les aspérités de la tôle d'aluminium sont représentées par une géométrie simplifiée et la loi matériau utilisé lors des essais expérimentaux n'est pas connue.

Le temps de calcul de cette simulation est de l'ordre de 15 minutes sur le PC1 de l'annexe A.

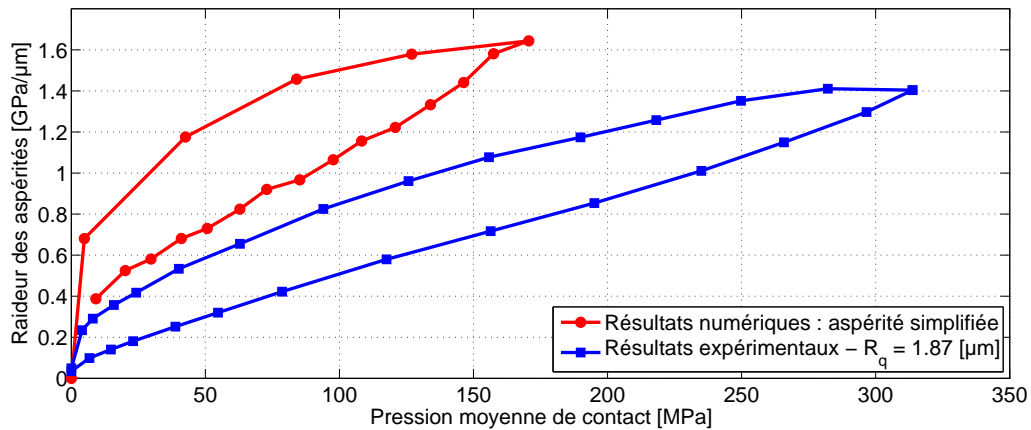


FIGURE 4.38 – Raideur des aspérités lors d'un cycle de charge-décharge : comparaison des résultats numériques, obtenus sur une aspérité triangulaire de rugosité  $R_q = 1.87 \mu\text{m}$ , aux résultats expérimentaux.

Le modèle numérique décrit ici a toutefois un intérêt qualitatif dans la mesure où il est possible d'effectuer des études paramétriques. Celles-ci permettent d'étudier séparément l'influence de différents paramètres tels que la pente des aspérités. La figure 4.39 montre que la raideur augmente avec la pente des aspérités. Les aspérités les plus pentues sont en effet les plus difficiles à écraser : pour obtenir un taux de contact donné, une pression plus importante est nécessaire lorsque la pente est plus élevée. La raideur des aspérités est donc plus importante dans ce cas.

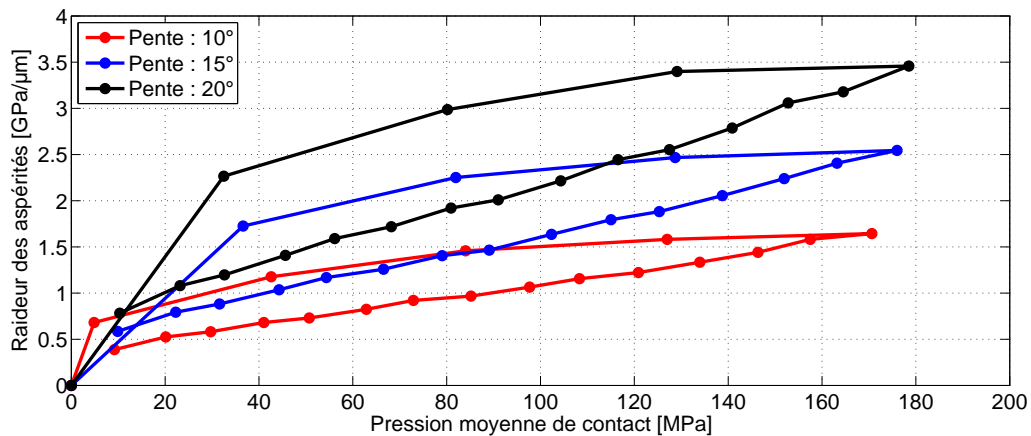


FIGURE 4.39 – Étude paramétrique réalisée à l'aide du modèle numérique simplifié : influence de la pente des aspérités sur la raideur.

## 4.6 Conclusions

Dans ce chapitre, on a tout d'abord validé le modèle éléments finis en reproduisant numériquement des essais expérimentaux d'écrasement d'aspérités macroscopiques. Ces essais avaient été effectués par Sutcliffe [98] sur des aspérités triangulaires usinées dans un bloc de cuivre. On a montré, pour les trois niveaux de pression de contact utilisés par Sutcliffe, que les résultats obtenus avec Metafor étaient proches des résultats expérimentaux. De plus lorsque la pression de contact est faible ainsi que pour les déformations plastiques du substrat élevées, le modèle éléments finis donne de meilleurs résultats (i.e. plus proche des résultats expérimentaux) que le modèle analytique de Sutcliffe.

La méthode des éléments finis est beaucoup plus générale que les lois empiriques de Sutcliffe [98] ou Wilson et Sheu [106]. Elle permet en effet de prendre en compte des profils réels ainsi que l'érouissage du matériau. Des résultats de calculs faisant intervenir des profils réels ont donc été présentés dans le but de montrer que ce type de simulation était tout à fait réalisable. On a tout d'abord étudié un cas d'écrasement d'un profil réel par un outil lisse. Ceci nous a permis de montrer que notre modèle donne des résultats similaires à ceux obtenus avec deux autres logiciels éléments finis : Abaqus et LAM3. Ensuite, on a effectué des simulations dans lesquelles l'outil et la tôle sont rugueux. Dans le cas présent, les deux corps avaient un comportement élastoplastique. Cette configuration n'était pas représentative du laminage à froid puisque, dans ce cas, l'outil devrait être beaucoup plus dur que la tôle. De plus, l'allongement du substrat dans la direction de laminage n'était pas considéré dans le modèle. On a néanmoins montré la possibilité de traiter une configuration peu étudiée dans la littérature : l'interaction entre deux corps rugueux.

Dans les différentes simulations discutées ici, on n'a pas pris en compte les variations de la dureté du matériau dans le substrat. En effet, le matériau est généralement plus écroui en surface suite aux opérations de mise en forme successives. Il y a deux raisons principales à cela. D'une part, le frottement de la tôle avec les outils et d'autre part, le fait que les déformations ne sont pas homogènes sur l'épaisseur des tôles. Le et Sutcliffe [61] ont cependant observé dans leurs simulations éléments finis que cet effet avait peu d'influence sur le taux d'écrasement.

On a également calculé la raideur des aspérités lors de cycles charge-décharge. Ces simulations ont été réalisées sur un modèle simplifié dans lequel une aspérité triangulaire est écrasée par un plan rigide. Les résultats obtenus présentent une forme hystérétique tout comme ceux obtenus expérimentalement. De plus, les ordres de grandeur des deux types de résultats sont identiques. Ce modèle simplifié peut être utilisé en l'état pour quantifier l'influence de différents paramètres de la géométrie, de la loi matérielle, etc. Le modèle pourra être adapté pour pouvoir traiter des profils réels. La taille du modèle sera beaucoup plus grande. Celui-ci sera donc plus complexe à traiter.

L'approche, utilisée par Sutcliffe [95] et Ma [66], qui consiste à étudier un profil simplifié constitué de plusieurs longueurs d'onde semble prometteuse et constitue une des perspectives de ce travail. Cette méthode permet en effet de réduire la taille des profils à prendre en compte dans les simulations, d'écrasement d'aspérités ou de calcul de raideur, ainsi que le temps de calcul.





# Chapitre 5

## Améliorations des capacités de MetaLub via son couplage avec d'autres logiciels

### 5.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, lors de la description de MetaLub, on a assez peu insisté sur les aspects thermiques. Ceux-ci sont pris en compte à l'aide de profils de température imposés sur le cylindre et la bande. Ces profils de température sont donc supposés connus dès le début du calcul. Ceux-ci influencent le comportement du lubrifiant dont les propriétés dépendent fortement de la température. Dans le modèle, l'auto-échauffement du lubrifiant dû au cisaillement du film est négligeable [69] et sa température est calculée comme étant la moyenne arithmétique des températures du cylindre et de la bande.

En laminage à froid, les variations de température de la bande et du cylindre ont deux origines. Il y a tout d'abord la chaleur générée par les déformations plastiques de la bande. Celles-ci apparaissent sur une très courte distance, à savoir la longueur de l'emprise qui est de l'ordre de 5 à 15 mm. Dans ce cas, l'augmentation de la température de la bande va également influencer celle du cylindre par conduction. La deuxième source de chaleur vient du cisaillement dans l'emprise. Celle-ci affecte à la fois le cylindre et la bande.

Afin de quantifier ces phénomènes, un modèle numérique bidimensionnel a été développé, par Bouache [15], au sein d'un logiciel baptisé ThermRoll. Ce modèle utilise les résultats de MetaLub pour évaluer les sources de chaleur et calcule ensuite la température du cylindre de la bande en régime établi. Il fournit alors des profils de température moyenne sur la bande et le cylindre qui peuvent être utilisés par MetaLub pour une nouvelle simulation.

Une procédure de couplage automatique entre MetaLub et ThermRoll a été programmée dans le cadre de cette thèse. Ces deux logiciels sont appelés séquentiellement jusqu'à ce qu'un critère de convergence sur la solution soit vérifié. Ce couplage entre les deux logiciels permet de réaliser des calculs thermomécaniques.

La première partie de ce chapitre décrit tout d'abord le modèle ThermRoll, la procédure de couplage avec MetaLub et discute enfin la validation numérique de la procédure sur un cas de laminage rencontré en cage 5 du laminoir de Dofasco situé au Canada.

La deuxième partie de ce chapitre traite du couplage entre MetaLub et Metafor. Ce couplage constitue une première étape importante en vue de pouvoir prendre en compte le micro-hydrodynamisme dans les simulations de laminage. Ce phénomène permet en effet d'expliquer la sensibilité du frottement à la réduction discutée à la section 3.6. De plus, on pense que ces écoulements de lubrifiant à l'échelle microscopique auront un effet encore plus important lors du laminage à froid d'aciers à haute limite d'élasticité.

On l'a vu au chapitre 2, seuls quelques modèles permettent de prendre en compte ce phénomène. Ceux développés par Wilson [62] ou Sutcliffe [61, 97] font des hypothèses simplificatrices importantes. De plus, ils ne permettent pas de déterminer le moment à partir duquel les phénomènes apparaissent. C'est donc une approche purement numérique qui a été retenue dans le cadre de ce travail. L'objectif est de pouvoir représenter ces écoulements de lubrifiant, à l'échelle microscopique, à l'aide de la méthode des éléments finis.

Une première étape en vue de la prise en compte du micro-hydrodynamisme dans le cas du laminage à froid consiste à coupler MetaLub avec Metafor en cas sec, c'est-à-dire en l'absence de lubrifiant. Dans ce cas, MetaLub fournit les conditions aux limites représentatives de la cage de laminoir au modèle éléments finis d'écrasement d'aspérités. Metafor traite alors ce cas d'écrasement d'aspérités et calcule alors l'aire relative de contact  $A$  qui représente le pourcentage surfacique de contacts directs entre aspérités. Celle-ci est ensuite retournée vers MetaLub pour une nouvelle simulation. Dans ce cas, les résultats des simulations éléments finis remplacent les lois analytiques d'écrasement d'aspérités.

La limitation de ce modèle couplé vient du fait qu'il n'est, à ce stade, pas possible de tenir compte de la présence d'un lubrifiant. La levée de cette hypothèse est une des perspectives principales de ce travail.

## 5.2 Couplage MetaLub-ThermRoll

### 5.2.1 Description du modèle numérique ThermRoll

ThermRoll est un logiciel qui permet de modéliser les échanges thermiques bidimensionnels au sein d'une cage de laminage à froid. Celui-ci utilise la méthode des volumes finis pour calculer les champs de températures sur le cylindre et la bande en régime établi. Dans ce modèle, le cylindre et une portion de la bande autour de l'emprise sont discrétisés à l'aide de maillages structurés composés de quadrangles.

### Champ de température de la bande

Le champ de température sur la bande est calculé à l'aide de l'équation de la chaleur :

$$v_x \frac{\partial T_s}{\partial x} + v_y \frac{\partial T_s}{\partial y} = \lambda \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{Q_p(x)}{\rho c_p} \quad (5.1)$$

$\lambda$  est la conductivité thermique du matériau,  $c_p$  est la capacité thermique,  $Q_p$  est la densité d'énergie de déformation plastique de la bande, calculée sur base des résultats MetaLub, et où  $v_x$  et  $v_y$  représentent la vitesse dans les directions horizontales et verticales.

### Champ de température du cylindre

Sur le cylindre, le champ de température est régi par l'équation de la chaleur 5.2. Celle-ci est exprimée en coordonnées cylindriques :  $r$  et  $\theta$  sont respectivement les coordonnées radiales et angulaires. Cette équation comprend un terme de transport qui permet de prendre en compte la vitesse de rotation angulaire du cylindre  $\omega$ .

$$-\frac{1}{a} \left( \omega \frac{\partial T_R}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2 T_R}{\partial \theta^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 T_R}{\partial r^2} \right) + \frac{1}{r} \left( \frac{\partial T_R}{\partial r} \right) - \underbrace{\frac{2H_{axial}}{\lambda L} (T_R - T_f)}_{\text{déperditions axiales}} = 0 \quad (5.2)$$

Le terme  $\frac{2H_{axial}}{\lambda L} (T_R - T_f)$  de cette équation permet de prendre en compte les déperditions thermiques dans l'axe du cylindre :  $T_f$  étant la température de l'axe du cylindre et  $H_{axial}$  le coefficient d'échange. D'après Bouache [14], l'adjonction de cette conductance thermique de paroi en modèle d'ailette suppose que la nombre de Biot axial,  $Bi_a = H_{axial} L / 2\lambda$  où  $L$  est la largeur du cylindre, reste voisin de 0.1.

Seule la périphérie du cylindre est maillée dans le modèle. En effet, suite au déplacement relatif du cylindre par rapport à la tôle, la profondeur du cylindre influencée par les transferts thermiques bidimensionnels décroît avec l'augmentation du nombre de Peclet :  $P_e = \omega R^2 / a$  où  $a$  est la diffusivité thermique. Au-delà de cette profondeur, les transferts thermiques sont unidirectionnels [14].

Le cylindre est divisé en plusieurs secteurs angulaires. Chacun correspond à un échange avec un milieu différent : l'air ambiant, un spray d'émulsion, etc.. Ces différentes conditions aux limites sont supposées linéaires. Le flux de chaleur est donné par :

$$\phi = H (T - T_{ref}) \quad (5.3)$$

où  $H$  est le coefficient d'échange et  $T_{ref}$  est la température du milieu environnant.

### Liaison entre le cylindre et la bande

Les conditions d'échange entre le cylindre et la bande dans l'emprise sont modélisées au moyen des équations suivantes :

$$\text{Cylindre : } -\lambda_R \frac{\partial T_R(R, \theta)}{\partial r} = H_{\text{contact}} (T_R(R, \theta) - T_{S,\text{surf}}) + \alpha Q_F(x) \quad (5.4)$$

$$\text{Bande : } -\lambda_S \frac{\partial T_{S,\text{surf}}}{\partial r} = H_{\text{contact}} (T_{S,\text{surf}} - T_R(R, \theta)) + (1 - \alpha) Q_F(x) \quad (5.5)$$

où  $T_{S,\text{surf}}$  est la température à la surface de la bande

Dans ces relations, la densité d'énergie de frottement  $Q_F(x)$  est calculée par

$$Q_F = \tau V_g \quad (5.6)$$

Le cisaillement  $\tau$  et la vitesse de glissement  $V_g = V_R - V_S$  sont obtenus sur base des résultats de MetaLub. La source de chaleur  $Q_F$  est partagée vers la bande et le cylindre au moyen du paramètre  $\alpha$ .

### Température dans l'espace inter-cages

La distance séparant deux cages successives est de l'ordre de plusieurs mètres. Les aspects thermiques sont aussi à prendre en compte à cet endroit puisque des sprays d'émulsion sont envoyés sur la bande pour la refroidir et la lubrifier avant le passage dans la cage suivante. Il n'est cependant pas envisageable d'utiliser un maillage 2D sur la tôle à cet endroit, car cela demanderait un temps de calcul trop important. Bouache [15], dans son modèle, a choisi d'utiliser la formule analytique suivante :

$$T(x) = T_{\text{ref}} + (T_1 - T_{\text{ref}}) \exp(-\xi H x) \quad (5.7)$$

où  $T_1$  est la température initiale.

La constante  $\xi$  est exprimée par

$$\xi = \frac{2}{\rho c_p e_s V_S} \quad (5.8)$$

où  $V_S$  et  $e_s$  sont respectivement la vitesse et l'épaisseur de la bande.

### 5.2.1.1 Méthode de résolution

La méthode itérative SOR (*Successive Over Relaxation*) est utilisée pour résoudre les équations discrétisées. Dans ce cas, la température à l'itération  $k + 1$  est estimée sur base des températures obtenues à l'itération  $k$  et de la température  $\tilde{T}_{i,j}$  calculée à l'aide du bilan des échanges avec les éléments voisins [14]

$$T_{i,j}^{(k+1)} = (1 - \varepsilon)T_{i,j}^{(k)} + \varepsilon\tilde{T}_{i,j} \quad (5.9)$$

où  $\varepsilon$  représente le coefficient de relaxation.

### 5.2.2 Méthode de couplage

La procédure de couplage entre MetaLub et ThermRoll est schématisée sur la figure 5.1. Le processus commence par exécuter MetaLub. Une fois que cette simulation est terminée, ThermRoll peut utiliser ces résultats pour calculer les sources de chaleur dues au frottement  $Q_F$  et aux déformations plastiques  $Q_P$  dans la bande. Celles-ci permettent de déterminer le champ de température sur la bande et le cylindre. Sur base de ceux-ci, ThermRoll génère des profils de température moyenne sur la bande et le cylindre qui peuvent être utilisés par MetaLub pour l'itération suivante.

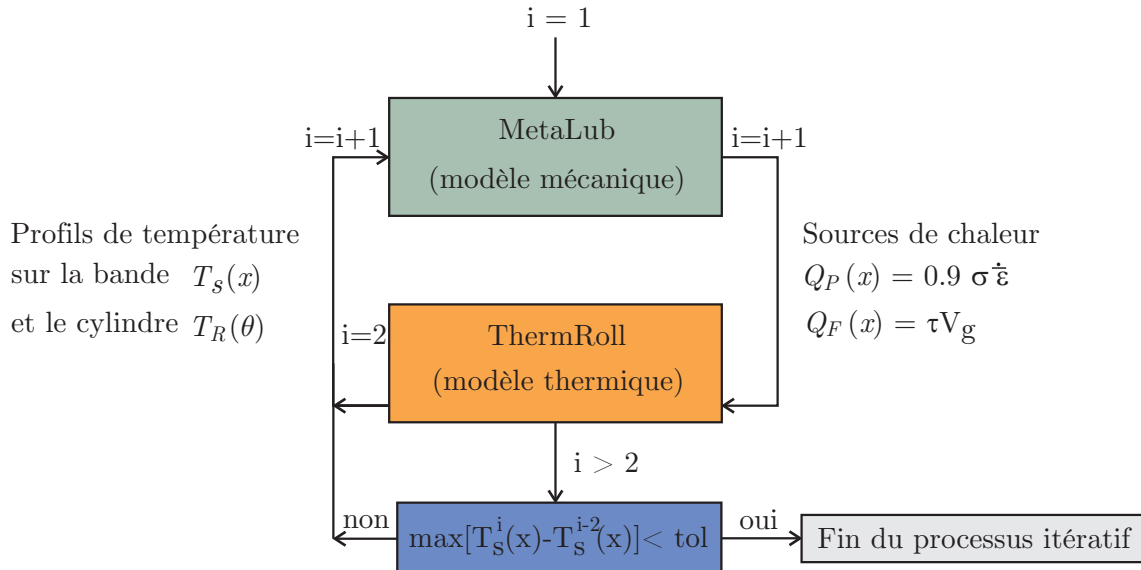


FIGURE 5.1 – Représentation schématique de la procédure de couplage entre MetaLub et ThermRoll. Lors de la première simulation avec MetaLub, la température est constante sur le cylindre et sur la bande.

Le processus itératif se termine lorsque la différence du profil de température sur la bande entre deux itérations successives est inférieure à une tolérance fixée par l'utilisateur. Dans le cas de la modélisation du laminoir de Dofasco, cette tolérance est fixée à 0.5 °C.

MetaLub et ThermRoll sont programmés dans des langages différents : C++ pour MetaLub et Fortran90 pour ThermRoll. Ces logiciels communiquent en échangeant des fichiers. L'implémentation de la procédure de couplage a été grandement facilitée par l'utilisation du langage de programmation Python [57]. Celui-ci permet en effet de créer facilement de nouveaux répertoires, de copier des fichiers d'un répertoire à l'autre, de lancer les simulations ; etc.

### 5.2.3 Modélisation du comportement de la cage 5 de Dofasco

Le site de Dofasco permet de laminier du fer blanc. C'est un système de lubrification recirculée qui est utilisé sur ce site. La configuration de la cage 5 est représentée sur la figure 5.2. Avant l'entrée dans la cage 5, la bande est refroidie par deux sprays d'émulsion. L'un d'eux est situé, entre la sortie de la cage 4 et un rouleau essoreur, environ 4 m en amont de la cage 5. Le second est situé 1.1 m avant l'entrée dans l'emprise.

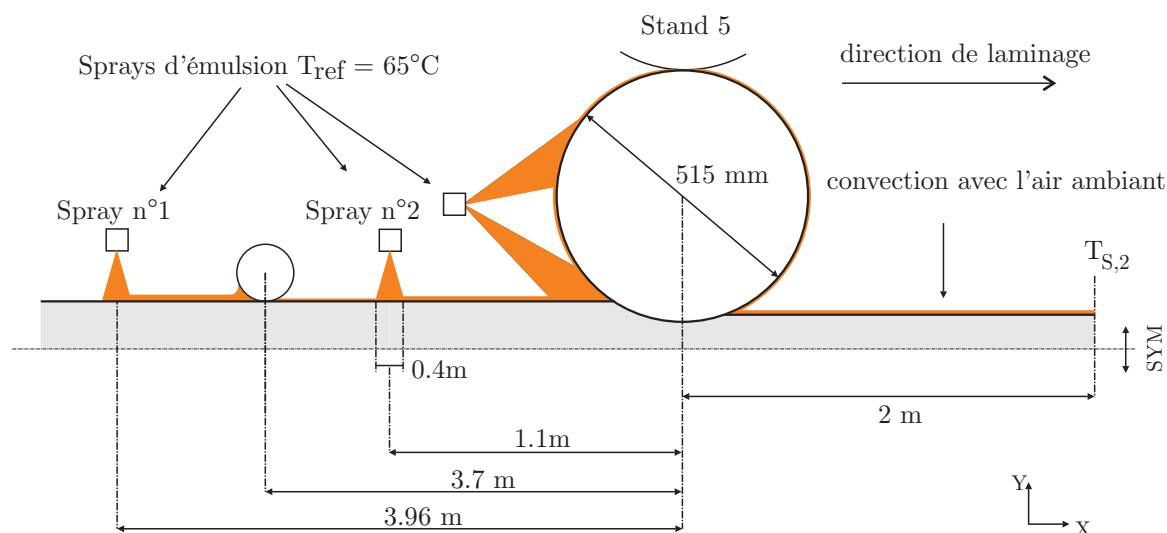


FIGURE 5.2 – Configuration du système de lubrification utilisé sur la cage 5 du laminoir de Dofasco.

Différentes expériences ont été réalisées sur cette ligne. L'une d'elles avait pour but d'étudier l'influence du refroidissement de la bande sur le comportement de la cage 5 et la température de la bande en sortie.

Au cours de cette expérience, trois configurations ont été testées. Dans un premier temps, le premier spray est allumé tandis que le second est éteint. Ensuite, le deuxième spray est mis en marche. Dans ce cas, on n'observe pas de changement significatif à la cage 5 : ni le glissement avant ni la température de la bande deux mètres après la sortie  $T_{S,2}$ , n'ont été influencés. Enfin, le premier spray est arrêté. Ceci conduit à une augmentation du glissement avant de 2.5 %, ce qui montre une augmentation du frottement, et une augmentation de la température en sortie de 7°C. De plus, des vibrations apparaissent sur la cage. Les sections ci-dessous décrivent les hypothèses effectuées dans le modèle numérique ainsi que les résultats obtenus lorsque le spray 1 est mis à l'arrêt.

### Hypothèse du modèle ThermRoll

Dans le modèle thermique, on va représenter l'effet du spray 1 en faisant varier la température  $T_{S,1}$  de la bande avant le passage sous le spray 2 (cfr. figure 5.3). On peut ainsi limiter l'étendue du modèle.

En amont de l'emprise, la tôle est refroidie par du lubrifiant alors qu'en aval, elle échange de la chaleur par convection avec l'air ambiant. Les coefficients d'échange ainsi que les dimensions sont indiqués sur la figure 5.3.

En dehors de l'emprise, la température est déterminée à l'aide de la relation 5.7. À proximité de l'emprise, les échanges thermiques bidimensionnels sont calculés sur un maillage composé de quadrangles. Celui-ci s'étend en amont et en aval de l'emprise (cfr. figure 5.4). Dans le cas présent, la longueur du maillage 2D est de 16 mm. Les coefficients d'échange et les températures de références sont identiques à ceux mentionnés sur la figure 5.3.

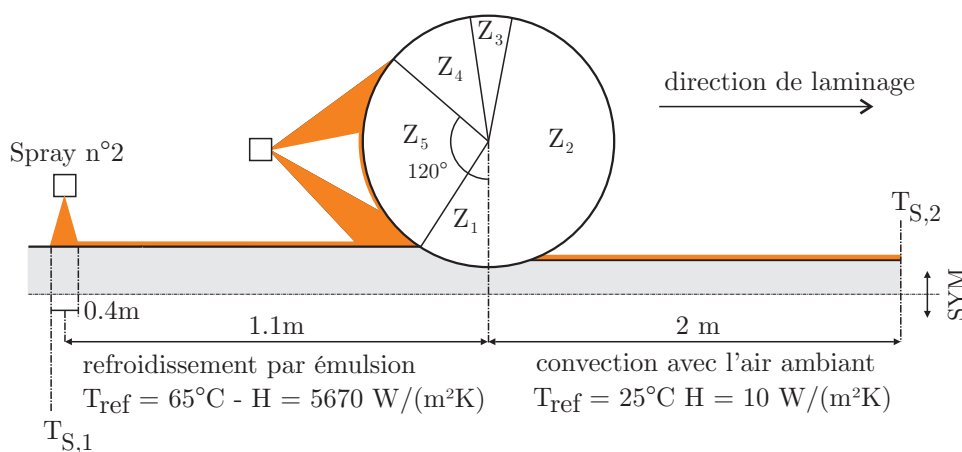


FIGURE 5.3 – Représentation schématique de la configuration modélisée à l'aide de ThermRoll. L'influence du spray 1 sur la thermique est prise en compte à l'aide de  $T_{S,1}$ . La tôle en amont de l'emprise est refroidie par une émulsion à 65°C tandis que la partie aval échange avec l'air ambiant.

Le cylindre est divisé en différents secteurs angulaires (cfr. figure 5.3). Chacun d'eux permet de prendre en compte un échange thermique avec un milieu différent. Dans les zones  $Z_1$  et  $Z_3$  le cylindre échange de la chaleur, par conduction, avec respectivement la tôle et le cylindre d'appui. Les zones  $Z_2$  et  $Z_4$  sont caractérisées par un échange convectif avec l'air ambiant supposé être à 25 °C tandis que la zone  $Z_5$  est refroidie par une émulsion à 65 °C. Les valeurs numériques de ces coefficients d'échange et les températures de référence correspondantes sont indiquées dans le tableau 5.1.

	$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$
$H (Wm^{-2}K^{-1})$	$2 \cdot 10^6$	10	$2 \cdot 10^5$	10	18 000
$T_{ref} \text{ } ^\circ\text{C}$	-	25	40	25	65
	emprise	convection air ambiant	contact cylindre d'appui	convection air ambiant	refroidissement par émulsion

TABLEAU 5.1 – Coefficients d'échange et températures de référence utilisés pour les différentes zones du cylindre lors de la modélisation de la cage 5 du laminoir de Dofasco.

Comme cela a été mentionné précédemment, seule la partie extérieure du cylindre est maillée. Une partie du maillage utilisé est représenté sur la figure 5.4. L'ensemble de la périphérie du cylindre est discrétisée dans le modèle. Dans le cas présent, on a utilisé une profondeur de 0.85 mm.

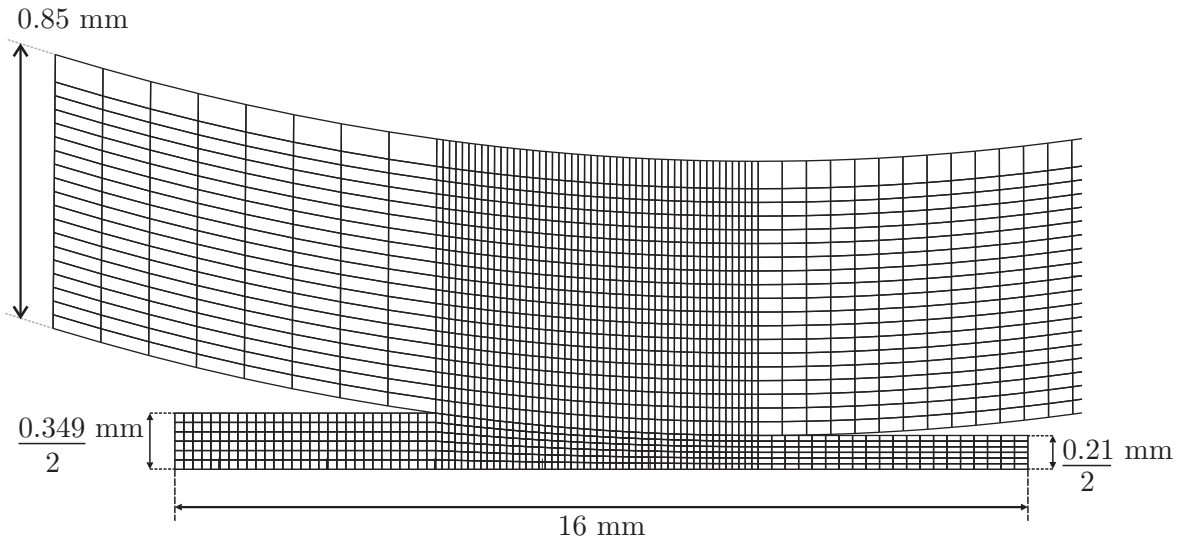


FIGURE 5.4 – Maillage utilisé, dans le modèle thermique au voisinage de l'emprise. La longueur du maillage de la tôle est de 16 mm. L'ensemble de la périphérie du cylindre est maillé sur une épaisseur de 0.85 mm.

### Hypothèse du modèle MetaLub

Les valeurs des tensions et de l'épaisseur à l'entrée et à la sortie sont indiquées dans le tableau 5.2. Le matériau est modélisé par une loi élastique parfaitement plastique avec une limite d'élasticité de 778 MPa.

	Tension [MPa]	Épaisseur [mm]
Entrée	155	0.349
Sortie	110	0.210

TABLEAU 5.2 – Tension et épaisseur de la bande en entrée et en sortie de la cage 5 de Dofasco.

On modélise le comportement thermopiezovisqueux à l'aide de la loi WLF. Les paramètres utilisés sont indiqués sur la figure 3.24 à la page 74.

On utilise un profil de Christensen pour modéliser la distribution des hauteurs des aspérités. La rugosité arithmétique  $R_a$  des cylindres des cages 4 et 5 vaut respectivement  $R_{a,R,4} = 0.65 \mu m$  et  $R_{a,R,5} = 0.5 \mu m$ . On fait l'hypothèse que la rugosité de la bande à l'entrée de la cage 5 est égale à la rugosité du cylindre en cage 4. La rugosité composite de la bande et du cylindre en cage 5 vaut  $R_{q,c} = 1.03 \mu m$ . On fait appel à la loi de Wilson et Sheu pour modéliser l'écrasement des aspérités.



À l'interface, le cisaillement sur les plateaux est calculé à l'aide de la loi de Coulomb-Orowan :

$$\tau_a = \min(\mu_a p_a, 2.6\mu_a k) \quad (5.10)$$

où  $k$  est la limite d'élasticité en cisaillement du solide ( $k = \sigma_Y / \sqrt{3} = 778 / \sqrt{3}$  MPa) . Cette loi permet de limiter les contraintes de cisaillement aux pressions élevées.

Le diamètre du cylindre est de 515 mm et la vitesse de laminage est de 1000 m/min. On modélise les déformations du cylindre à l'aide de la méthode de Jortner.

### Sprays 1 et 2 allumés : conditions de lubrification surabondante

On étudie ici la configuration où les sprays 1 et 2 sont allumés. La quantité de lubrifiant projetée sur la bande est donc importante. On décide donc de modéliser ce cas en faisant l'hypothèse de lubrification surabondante dans MetaLub.

Deux paramètres du modèle couplé doivent être ajustés. Le premier est le coefficient de frottement sur les plateaux utilisé dans le modèle mécanique. Celui-ci est réglé de manière à s'approcher de la valeur de glissement avant mesurée lors de l'essai. Notons que la valeur de la force de laminage n'a pas été fournie par ArcelorMittal dans ce cas. Le deuxième paramètre à ajuster, dans le modèle thermique cette fois, est la température  $T_{S,1}$  sur la bande avant le passage sous le spray 2 (cfr. figure 5.3). Ce paramètre permet de retrouver la valeur de la température  $T_{S,2}$ , 2 m après la sortie de l'emprise. Les résultats numériques obtenus avec  $\mu_a = 0.04$  et  $T_{S,1} = 118^\circ\text{C}$  sont indiqués dans le tableau 5.3. Comme on peut le constater, ces paramètres permettent d'obtenir des résultats proches de l'expérience.

	Expérience	Résultats numériques
Glissement avant $S_F$	3 [%]	3.3 [%]
$T_{S,2}$	153 [°C]	152.4 [°C]

TABLEAU 5.3 – Comparaison entre les résultats numériques et les grandeurs expérimentales pour  $\mu_a = 0.04$  et  $T_{S,1} = 118^\circ\text{C}$

### Spray 1 éteint - spray 2 allumé : sous-alimentation de l'emprise

Le fait d'éteindre le spray 1 a deux conséquences. La première est une diminution de la quantité de lubrifiant à l'entrée de l'emprise. La seconde est une augmentation de la température de la bande. Ces deux effets ont été étudiés séparément dans le modèle numérique en modifiant la température  $T_{S,1}$  et la quantité de lubrifiant qui rentre dans l'emprise  $h_{lub,in}$ .

Dans le premier cas, on a maintenu la température  $T_{S,1}$  constante et l'épaisseur de film à l'entrée de l'emprise  $h_{lub,in}$  a été diminuée progressivement. L'influence de ces paramètres sur le glissement et la température en sortie  $T_{S,2}$  est représentée sur les courbes vertes des figures 5.5 et 5.6.

Sur la figure 5.5 on constate qu'une épaisseur de film de lubrifiant supérieure à  $10 \mu m$  donne des résultats similaires à ceux obtenus dans le cas de lubrification surabondante. Pour les épaisseurs plus faibles, l'effet de la sous-alimentation se fait sentir. En effet, une réduction de  $h_{lub,in}$  de  $10$  à  $5 \mu m$  engendre une légère augmentation du glissement avant d'environ  $2.7 \%$ . Ensuite, une augmentation significative du glissement est observée jusqu'à une épaisseur de  $0.1 \mu m$ . Enfin, pour une épaisseur de film inférieure à  $0.1 \mu m$ , le glissement reste pratiquement constant. Sur la figure 5.6, la variation de l'épaisseur de sortie  $T_{s,2}$  est faible, elle est de l'ordre de  $2.5 \text{ }^\circ C$ .

Sur la figure 5.5, on constate qu'une épaisseur de film  $h_{lub,in}$  de  $3.48 \mu m$  permet d'obtenir une valeur de glissement très proche de celle obtenue dans lorsque le spray 1 est éteint. Par contre, la température de sortie obtenue dans ce cas est  $5^\circ C$  plus faible que la grandeur expérimentale (cfr. figure 5.6).

Dans un deuxième temps, les mêmes simulations ont été réalisées avec une température initiale  $T_{s,1}$  de  $150 \text{ }^\circ C$ . Les valeurs du glissement avant obtenues dans ce cas sont très proches des valeurs décrites précédemment avec  $T_{s,1} = 118^\circ C$ . Ces deux températures semblent très éloignées, mais la différence de température moyenne sur la bande à l'entrée de l'emprise, après refroidissement par l'émulsion envoyée par le spray 2, est de  $10^\circ C$ . Comme on peut le voir sur les figures 5.5 et 5.6, une température  $T_{s,1} = 150^\circ C$  et une épaisseur de film d'huile à l'entrée de  $h_{lub,in} = 3.48 \mu m$  permettent d'approcher les valeurs de températures en sortie  $T_{s,2}$  et de glissement avant lorsque le spray 1 est éteint.

Au vu de cette analyse, on peut conclure que la réduction de la quantité de lubrifiant à l'entrée affecte le glissement avant alors que la température de sortie est très peu influencée. Lorsque la température moyenne de la bande à l'entrée de l'emprise varie de manière modérée, dans le cas présenté ici cette valeur augmente de  $10^\circ C$ , le glissement avant est peu influencé. Cette variation de température affecte surtout la température de sortie  $T_{s,2}$ . L'étude paramétrique effectuée ici montre que les phénomènes thermiques et mécaniques semblent découplés dans ce cas.

Les champs de températures sur la bande et le cylindre obtenus dans les deux cas permettant d'approcher les conditions expérimentales étudiées sont représentés sur la figure 5.7. Sur celle-ci, on constate que la température de la bande en entrée est plus importante dans le cas où le spray 1 est éteint. La température maximale est elle aussi plus élevée dans ce cas. La distribution de température sur le cylindre varie peu d'un cas à l'autre même si la température maximale du cylindre est plus élevée lorsque le spray 1 est éteint.

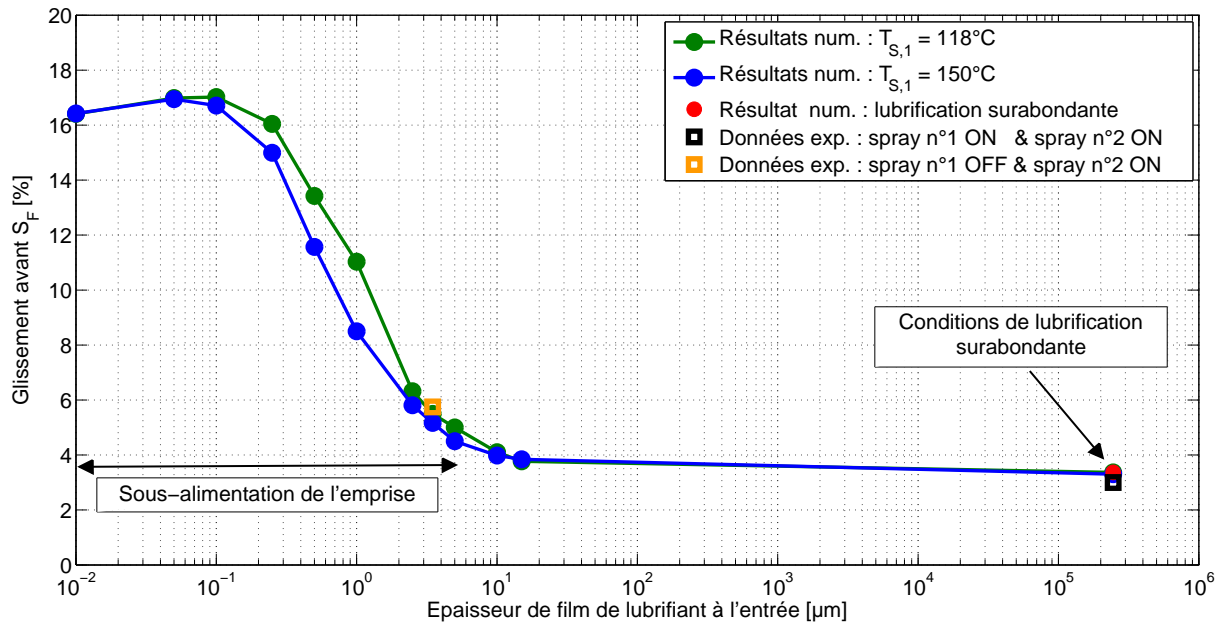


FIGURE 5.5 – Glissement avant calculé, pour deux températures  $T_{S,1}$ , en fonction de l'épaisseur de film de lubrifiant à l'entrée de l'emprise.

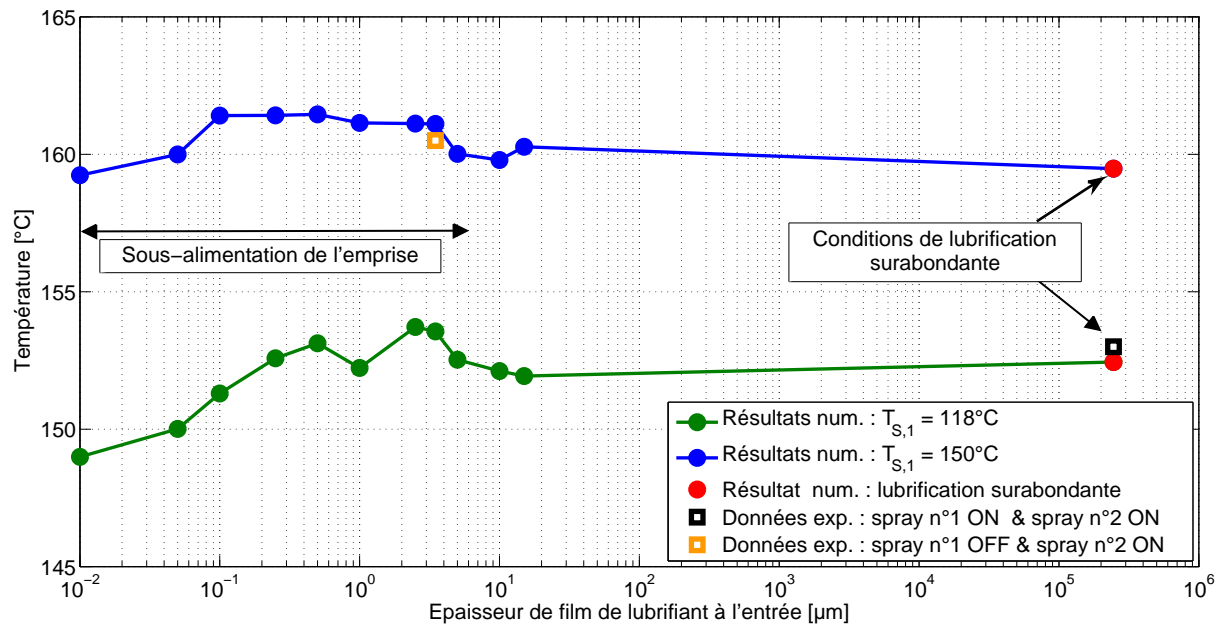


FIGURE 5.6 – Température  $T_{S,2}$  de la bande 2 m après la sortie de l'emprise, pour deux températures  $T_{S,1}$ , en fonction de l'épaisseur de film de lubrifiant à l'entrée de l'emprise.

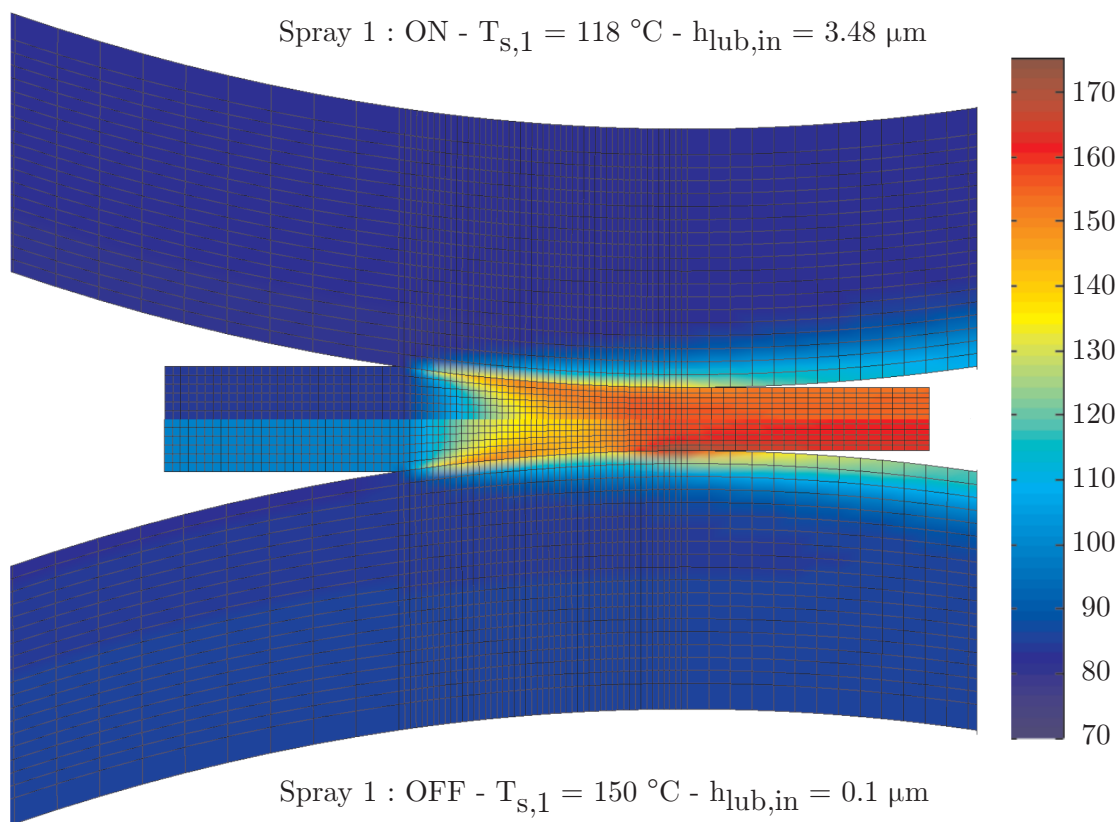


FIGURE 5.7 – Champ de température en °C sur le cylindre et sur la bande pour les deux points de fonctionnement étudiés ici : spray 1 ON (au dessus) – spray 1 OFF (en dessous).

## 5.3 Couplage MetaLub-Metafor

Une procédure automatique de couplage entre MetaLub et Metafor a été implémentée. Celle-ci permet de remplacer les équations analytiques d'écrasement d'aspérités, utilisées jusqu'à présent dans MetaLub, par des résultats de simulations éléments finis provenant de Metafor. Il est ainsi possible de traiter des cas plus réalistes et plus complexes. En effet, les équations analytiques d'écrasement d'aspérités utilisées dans MetaLub présentent différentes limitations. Il y a tout d'abord l'hypothèse d'arasement : la matière qui est écrasée est éliminée du modèle. Il n'y a donc pas de conservation de matière. Ensuite, les aspérités sont représentées au moyen de profils simplifiés. On peut utiliser un profil de Christensen [21] ou un profil en dents de scie. Enfin, le contact entre le cylindre et la tôle, qui sont tous les deux rugueux, est modélisé par une configuration outil lisse – bande rugueuse ce qui constitue là aussi une approximation importante.

Au cours de cette procédure, le modèle macroscopique MetaLub alimente automatiquement le modèle microscopique de Metafor en conditions aux limites (traction dans la bande  $\sigma_x$  et déplacement vertical du cylindre) qui simule alors, en fonction de ces conditions locales, l'écrasement des aspérités et en déduit l'aire relative de contact  $A$ . Cette aire relative de contact est ensuite réintroduite dans MetaLub, exactement comme le modèle analytique le faisait auparavant, qui peut poursuivre ses calculs jusqu'à la convergence.

Dans les paragraphes suivants, on détaille tout d'abord les modifications apportées aux systèmes d'équations résolus en cas sec par MetaLub pour pouvoir prendre en compte les résultats issus de Metafor. Ensuite, on décrit la méthode de couplage et les grandeurs échangées par les deux codes. Enfin, cette méthode est validée par rapport aux résultats obtenus, lors de l'utilisation de la loi empirique de Wilson et Sheu [106], dans un cas de laminage sans lubrifiant où les aspérités sont représentées par un profil en dents de scie.

### 5.3.1 Modifications apportées aux systèmes d'équations en régime sec

Dans MetaLub, le calcul de l'emprise est divisé en plusieurs zones. Chacune de ces zones correspond à un système d'équations à résoudre. Dans le cas sec, on en dénombre 4 :

1. zone d'entrée "hydrodynamique"
2. zone d'entrée mixte
3. zone de travail
4. zone de sortie

Les sections ci-dessous décrivent tout d'abord ces différents systèmes d'équations. Celles-ci ont été obtenues par Stephany [93] en annulant les termes dépendants de la pression du lubrifiant dans les équations développées par Marsault [69]. Ensuite, on décrit les modifications apportées pour prendre en compte les résultats des simulations éléments finis d'écrasements d'aspérités. Dans ces nouveaux systèmes d'équations, l'accolade supérieure décrit les équations relatives à l'écrasement des aspérités. Celles-ci traitent les résultats issus des simulations éléments finis effectuées avec Metafor. L'accolade inférieure contient les équations différentielles intégrées dans MetaLub. Le critère de sortie de chacune des zones est spécifié dans l'accolade de droite.

### 5.3.1.1 Zone d'entrée hydrodynamique

L'intégration de cette zone débute en  $x = -R_0$ , où  $R_0$  est le rayon du cylindre non déformé, et se termine au droit du premier contact entre le cylindre et les aspérités de la tôle. Cette zone ne sert évidemment à rien en l'absence de lubrifiant, mais elle est utile pour traiter les conditions de sous-alimentation. Dans ce cas, le calcul commence par l'intégration des zones sèches et se poursuit en cas lubrifié une fois que le cylindre est mis sous pression. Dès lors, si l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_{lub,in}$  choisie par l'utilisateur est très grande, il se peut que le fluide soit mis sous pression avant le premier contact tôle cylindre. On doit alors passer de la zone d'entrée hydrodynamique du cas sec à celle du cas lubrifié. Le fait de conserver une zone *hydrodynamique* en cas sec facilite le traitement de cette condition dans le code de calcul.

Les conditions initiales ainsi que la condition de sortie de cette zone sont indiquées dans le tableau 5.4.

$$\left\{ \begin{array}{l} A = 0 \\ p_a = 0 \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{d\sigma_x}{dx} = 0 \\ \frac{de_s}{dx} = 0 \\ \frac{dV_s}{dx} = 0 \end{array} \right. \rightarrow \{h(x_{im}) \leq R_p \end{array} \right. \quad (5.11)$$

TABLEAU 5.4 – MetaLub cas sec : système  $\langle 1 \rangle^D$  pour la zone d'entrée hydrodynamique et sa condition de sortie.

### 5.3.1.2 Zone d'entrée mixte

Cette zone débute lorsque le cylindre entre en contact avec les aspérités de la bande. Les aspérités sont donc écrasées tandis que le coeur de la bande reste dans le domaine élastique. Son comportement est modélisé à l'aide de la loi de Hooke.

#### A. Utilisation des lois analytiques d'écrasement d'aspérités

Lorsqu'on utilise les équations analytiques d'écrasement d'aspérités, ce sont les équations du tableau 5.5 qui sont intégrées dans la zone d'entrée mixte.

$$\begin{cases}
 \frac{dh}{dx} = \frac{de_R}{dx} - \frac{1}{2} \frac{de_S}{dx} \\
 A = fct(h) \\
 E_p = 0 \\
 H_a = fct(A) \\
 p_a = H_a k \\
 \frac{dp}{dx} = k \frac{d(AH_a)}{dh} \frac{dh}{dx} & \rightarrow \{ \sigma^{VM}(x_{wm}) = \sigma_Y \\
 \frac{de_S}{dx} = \frac{e_S (1 - \nu_S^2) \left( k \frac{d(AH_a)}{dh} \right) \frac{de_R}{dx} - 2\nu_S (1 + \nu_S) \tau}{\nu_S (1 + \nu_S) (p + \sigma_x) - E_S + (1 - \nu_S^2) \frac{e_S}{2} \left( k \frac{d(AH_a)}{dh} \right)} \\
 \frac{d\sigma_x}{dx} = \frac{(1 - \nu_S^2) (p + \sigma_x) \frac{dp}{dx} e_S - 2E_S \tau}{\nu_S [1 - \nu_S (1 + \nu_S) (p + \sigma_x)]} \\
 \frac{dV_S}{dx} = \frac{V_S}{E_S} \left[ (1 - \nu_S^2) \frac{d\sigma_x}{dx} + \nu_S (1 + \nu_S) \frac{dp}{dx} \right]
 \end{cases} \quad (5.12)$$

TABLEAU 5.5 – MetaLub cas sec : système  $\langle 2 \rangle^D$  pour la zone d'entrée mixte. L'écrasement des aspérités est calculé au moyen de lois analytiques.

Dans ce système, l'écrasement des aspérités intervient dans le calcul du terme  $\frac{dp}{dx}$  :

$$\frac{dp}{dx} = k \frac{d(AH_a)}{dh} \frac{dh}{dx} \quad (5.13)$$

où

- $h$  est la distance entre les lignes moyennes non-réactualisées, qui est déterminée en fonction du profil du cylindre  $e_R$  et de l'épaisseur de la bande  $e_S$
- $A$  est l'aire relative de contact, calculée en fonction de  $h$  pour un type de profil donné
- la dureté relative adimensionnelle des aspérités  $H_a$  est uniquement une fonction de  $A$  lorsque les déformations au coeur de la bande sont élastiques (cfr. Wilson et Sheu [106])
- $k$  est la limite d'élasticité en cisaillement du solide ( $k = \sigma_Y / \sqrt{3}$ )

De plus, le terme  $k \frac{d(AH_a)}{dh}$  est présent au numérateur et au dénominateur de l'expression de  $\frac{de_s}{dx}$  dans le tableau 5.5. Cependant, il n'est pas possible d'évaluer  $k \frac{d(AH_a)}{dh}$  uniquement à partir des résultats d'une simulation éléments finis d'écrasement d'aspérités. En effet,  $h$  correspond à la distance entre la ligne moyenne du profil initial et le plan qui matérialise le cylindre. Or, au cours d'une simulation éléments finis Metafor, le profil se déplace suite à l'évolution de la tension  $\sigma_x$  appliquée dans la direction de laminage. De plus, le profil est déformé au cours de l'écrasement. Dès lors la grandeur  $h$ , qui avait permis d'établir la relation 5.13 sur base des hypothèses d'arasement des aspérités de la bande, est impossible à évaluer lors de la simulation éléments finis. Le système d'équations doit donc être réécrit indépendamment de cette grandeur.

### B. Écrasement des aspérités pris en compte au moyen de résultats de simulations éléments finis

Le système d'équations de la zone d'entrée mixte qui utilise les résultats des simulations numériques est décrit dans le tableau 5.6. Comme les équations analytiques permettaient de calculer  $\frac{dp}{dx}$ , il a été décidé d'évaluer le gradient de pression à l'aide des résultats des simulations numériques d'écrasement d'aspérités. Ceci permet de rester cohérent avec le système d'équations initial. L'expression de  $\frac{de_s}{dx}$  a été réécrite en conséquence.

Notons que l'aire relative de contact  $A$  intervient dans le système du tableau 5.6. En effet, cette grandeur est notamment utilisée dans le calcul du cisaillement  $\tau = A\tau_a$ , qui intervient à son tour dans le calcul de  $\frac{de_s}{dx}$  et de  $\frac{d\sigma_x}{dx}$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} A = \text{Res. Metafor} \\ p = \text{Res. Metafor} \\ \frac{dp}{dx} = \text{Res. Metafor} \\ p_a = \frac{p}{A} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{de_s}{dx} = \frac{(1 - \nu_s^2) \frac{dp}{dx} e_s - 2\nu_s (1 + \nu_s) \tau}{\nu_s (1 + \nu_s) (p + \sigma_x) - E_s} \\ \frac{d\sigma_x}{dx} = \frac{(1 - \nu_s^2) (p + \sigma_x) \frac{dp}{dx} e_s - 2E_s \tau}{e_s [E_s - \nu_s (1 + \nu_s) (p + \sigma_x)]} \\ \frac{dV_s}{dx} = \frac{V_s}{E_s} \left[ (1 - \nu_s^2) \frac{d\sigma_x}{dx} + \nu_s (1 + \nu_s) \frac{dp}{dx} \right] \end{array} \right. \rightarrow \{ \sigma^{VM}(x_{om}) = \sigma_Y \quad (5.14)$$

TABLEAU 5.6 – MetaLub cas sec : système  $\langle 2 \rangle^D$  pour la zone d'entrée mixte. L'écrasement des aspérités est calculé sur base des résultats d'une simulation éléments finis.



### 5.3.1.3 Zone de travail

Dans la zone de travail, le comportement de la bande est élastoplastique. Cette zone commence lorsque le matériau plastifie et se termine à l'abscisse correspondant au point bas du cylindre  $e_{R,min}$  dont l'abscisse est notée  $x_{eR,min}$ .

#### A. Utilisation des lois analytiques d'écrasement d'aspérités

Le système du tableau 5.7 est intégré dans la zone de travail mixte. Dans ce cas, les équations d'écrasement d'aspérités (cfr. terme  $E_p$ ) interviennent dans l'évaluation de  $\frac{dh}{dx}$  (cfr. équation 5.16), qui elle-même est utilisée pour calculer la variation d'épaisseur de la bande  $\frac{de_S}{dx}$  (cfr. équation 5.17).

$$\left\{ \begin{array}{l} A = fct(h) \\ H_a = \frac{p_a - p_b}{k} \\ E_p = fct(H_a, A) \\ \frac{de_S}{dx} \equiv \frac{e_S}{V_S} \dot{\epsilon}_y = 2 \left( \frac{de_R}{dx} - \frac{dh}{dx} \right) \\ \frac{dh}{dx} = \frac{\frac{de_R}{dx}}{1 + \frac{E_p e_S}{2l}} \\ \frac{dV_S}{dx} \equiv \dot{\epsilon}_x = \frac{[2G(1 + 3as_x s_y) - 3\chi] \dot{\epsilon}_y + 3 \frac{d\sigma_x}{dx} V_S}{2G(2 - 3as_x^2) + 3\chi} \rightarrow \{ x = x_{eR,min} \} \\ \frac{ds_x}{dx} = \frac{2G}{3V_S} [(2 - 3as_x^2) \dot{\epsilon}_x - (1 + 3as_x s_y) \dot{\epsilon}_y] \\ \frac{ds_y}{dx} = \frac{2G}{3V_S} [-(1 + 3as_x s_y) \dot{\epsilon}_x + (2 - 3as_y^2) \dot{\epsilon}_y] \\ \frac{dp_{Hydro}}{dx} = -\frac{\chi}{V_S} (\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y) \\ \frac{d\bar{\epsilon}^{pl}}{dx} = \frac{1}{V_S} \sqrt{\frac{2}{3} ([\dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_{x,el}]^2 + [\dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_{y,el}]^2)} \end{array} \right. \quad (5.15)$$

TABLEAU 5.7 – MetaLub cas sec : système  $\langle 3 \rangle^D$  pour la zone de travail et sa condition de sortie. L'écrasement des aspérités est calculé au moyen de lois analytiques.

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\frac{de_R}{dx}}{1 + \frac{E_p e_S}{2l}} \quad (5.16)$$

$$\frac{de_S}{dx} = 2 \left( \frac{de_R}{dx} - \frac{dh}{dx} \right) \quad (5.17)$$

## B. Écrasement des aspérités pris en compte au moyen de résultats de simulations éléments finis

Comme cela a été mentionné précédemment, la distance entre les lignes moyennes non réactualisées  $h$  ne peut pas être calculée à partir des résultats des simulations éléments finis. Ici aussi, le système d'équations a été modifié en conséquence. Les équations obtenues sont indiquées dans le tableau 5.8. Dans ce cas, l'aire relative de contact  $A$ , l'épaisseur de la bande  $e_s$  ainsi que sa dérivée spatiale  $\frac{de_s}{dx}$  sont désormais déterminées sur base des résultats des simulations numériques réalisées dans Metafor.

$$\left\{ \begin{array}{l} A = \text{Res. Metafor} \\ e_s = \text{Res. Metafor} \\ \frac{de_s}{dx} \equiv \frac{e_s}{V_s} \dot{\epsilon}_y = \text{Res. Metafor} \\ \frac{dV_s}{dx} \equiv \dot{\epsilon}_x = \frac{[2G(1 + 3as_x s_y) - 3\chi] \dot{\epsilon}_y + 3 \frac{d\sigma_x}{dx} V_s}{2G(2 - 3as_x^2) + 3\chi} \\ \frac{ds_x}{dx} = \frac{2G}{3V_s} [(2 - 3as_x^2) \dot{\epsilon}_x - (1 + 3as_x s_y) \dot{\epsilon}_y] \rightarrow \{x = x_{eR, min} \\ \frac{ds_y}{dx} = \frac{2G}{3V_s} [-(1 + 3as_x s_y) \dot{\epsilon}_x + (2 - 3as_y^2) \dot{\epsilon}_y] \\ \frac{dp_{Hydro}}{dx} = -\frac{\chi}{V_s} (\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y) \\ \frac{d\bar{\epsilon}^{pl}}{dx} = \frac{1}{V_s} \sqrt{\frac{2}{3} ([\dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_{x,el}]^2 + [\dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_{y,el}]^2)} \end{array} \right. \quad (5.18)$$

TABLEAU 5.8 – MetaLub cas sec : système  $\langle 3 \rangle^D$  pour la zone de travail et sa condition de sortie. L'écrasement des aspérités est calculé sur base des résultats d'une simulation éléments finis.

### 5.3.1.4 Zone de sortie

#### A. Utilisation des lois analytiques d'écrasement d'aspérités

Dans la zone de sortie, la bande est à nouveau élastique. Le système d'équations correspond au tableau 5.9. Comme Marsault [69] pour la zone de sortie en cas lubrifié, on fait l'hypothèse que ce retour élastique est tel que la distance entre les lignes moyennes non réactualisées  $h$  est constante. On impose  $h = h_{om}$  où  $h_{om}$  est la valeur de  $h$  en sortie de la zone de travail. Par conséquent l'aire relative de contact ne varie pas dans cette zone.

A partir de la valeur de  $h$  et du profil du cylindre  $e_R$ , on détermine l'épaisseur de la bande  $e_S$ . La variation d'épaisseur de la bande  $\frac{de_S}{dx}$  est quant à elle uniquement fonction de la dérivée du profil cylindre  $\frac{de_R}{dx}$  puisque  $\frac{dh}{dx} = 0$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} h = h_{om} \\ \frac{dh}{dx} = 0 \\ A = A_{om} \\ e_S = fct(h_{om}, e_R) \\ \frac{d\sigma_x}{dx} = \frac{1}{e_S} \left[ (\sigma_y - \sigma_x) \frac{de_S}{dx} - 2\tau \right] \\ \frac{d\sigma_y}{dx} = \frac{E_S \frac{de_S}{dx}}{[1 - \nu_S^2] e_S} + \frac{\nu_S}{1 - \nu_S} \frac{d\sigma_x}{dx} \\ \frac{d\sigma_z}{dx} = \nu_S \left( \frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{d\sigma_y}{dx} \right) \\ \frac{dV_S}{dx} = \frac{V_S}{E_S (1 - \nu_S)} \left[ (1 - 2\nu_S)(1 + \nu_S) \frac{d\sigma_x}{dx} - \frac{\nu_S E_S}{e_S} \frac{de_S}{dx} \right] \\ \frac{d\bar{\epsilon}^{pl}}{dx} = 0 \end{array} \right. \rightarrow \{ p(x_{end}) = 0 \quad (5.19)$$

TABLEAU 5.9 – MetaLub cas sec : système (4)<sup>D</sup> pour la zone de sortie et sa condition de sortie. L'écrasement des aspérités est calculé au moyen de lois analytiques.

### B. Écrasement des aspérités pris en compte au moyen de résultats de simulations éléments finis

Le système d'équations permettant d'utiliser les résultats éléments finis correspond au tableau 5.10. L'épaisseur de la bande  $e_s$  ainsi que sa dérivée  $\frac{de_s}{dx}$  sont calculées sur base de ces résultats. De plus, on n'est plus obligé de faire l'hypothèse d'une aire relative de contact constante dans cette zone. On peut en effet, on peut extraire cette grandeur des résultats de la simulation numérique où  $A$  peut varier lors de la remontée de l'outil.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 A = \text{Res. Metafor} \\
 e_s = \text{Res. Metafor} \\
 \frac{de_s}{dx} = \text{Res. Metafor} \\
 \frac{d\sigma_x}{dx} = \frac{1}{e_s} \left[ (\sigma_y - \sigma_x) \frac{de_s}{dx} - 2\tau \right] \\
 \frac{d\sigma_y}{dx} = \frac{E_s \frac{de_s}{dx}}{[1 - \nu_s^2] e_s} + \frac{\nu_s}{1 - \nu_s} \frac{d\sigma_x}{dx} \\
 \frac{d\sigma_z}{dx} = \nu_s \left( \frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{d\sigma_y}{dx} \right) \\
 \frac{dV_s}{dx} = \frac{V_s}{E_s (1 - \nu_s)} \left[ (1 - 2\nu_s)(1 + \nu_s) \frac{d\sigma_x}{dx} - \frac{\nu_s E_s}{e_s} \frac{de_s}{dx} \right] \\
 \frac{d\bar{\epsilon}^{pl}}{dx} = 0
 \end{array} \right. \rightarrow \{ p(x_{end}) = 0 \quad (5.20)$$

TABLEAU 5.10 – MetaLub cas sec : système  $\langle 4 \rangle^D$  pour la zone de sortie et sa condition de sortie. L'écrasement des aspérités est calculé sur base des résultats d'une simulation éléments finis.

### 5.3.2 Méthode de couplage

La figure 5.8 illustre la méthode de couplage entre MetaLub et Metafor. MetaLub fournit les conditions aux limites représentatives de la cage de laminoir au modèle éléments finis d'écrasement d'aspérités. Metafor calcule alors l'évolution de l'aire relative de contact  $A$ , qui représente le pourcentage surfacique de contacts directs entre aspérités, le long de l'emprise. Celle-ci est ensuite retournée vers MetaLub, tout comme l'épaisseur moyenne de la bande et la pression moyenne d'interface, pour une nouvelle simulation. Lors de la première simulation MetaLub ( $i = 1$ ), ce sont les équations analytiques d'écrasement d'aspérités qui sont utilisées afin de fournir une première estimation des grandeurs nécessaires au calcul Metafor.

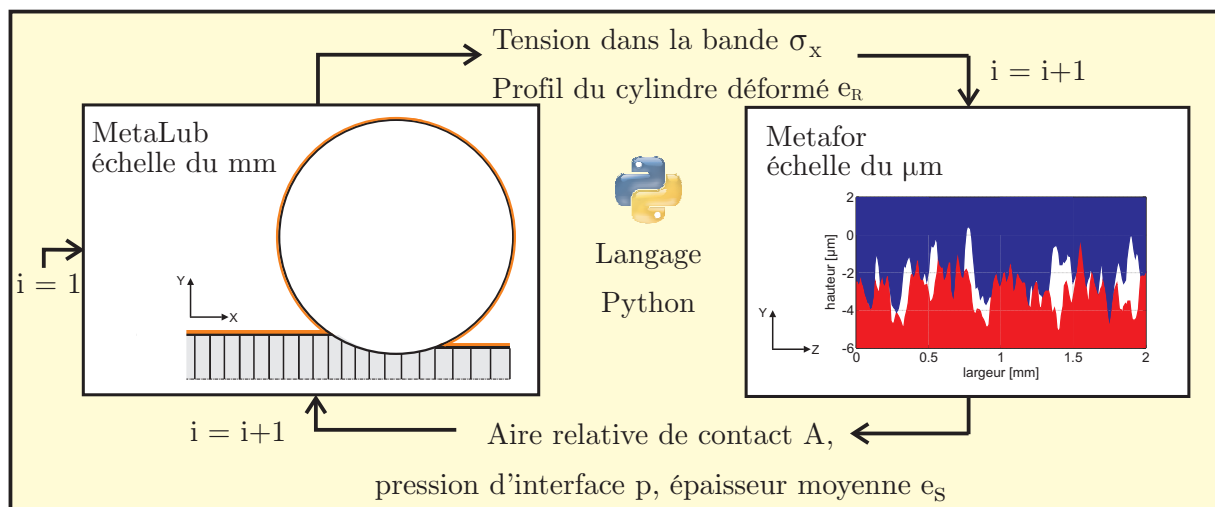


FIGURE 5.8 – Représentation schématique de la procédure de couplage entre MetaLub (comportement de la cage de laminoir à l'échelle macroscopique) et Metafor (écrasement des aspérités à l'échelle microscopique).

### 5.3.3 Validation de la méthode

Dans cette section, on valide la procédure de couplage sur une aspérité de géométrie simplifiée. Pour ce faire, on modélise l'écrasement d'une aspérité longitudinale de section triangulaire par un plan lisse. Ceci permet de comparer les résultats obtenus avec les lois analytiques d'écrasement d'aspérités à ceux calculés via les simulations éléments finis lors des itérations suivantes.

On décrit tout d'abord les hypothèses effectuées lors des simulations MetaLub et Metafor. Ensuite, on analysera les résultats obtenus avec la procédure de couplage.

### Modèle MetaLub

Les conditions de laminage utilisées sont issues d'une étude de sensibilité à la vitesse de laminage, réalisée par Stephany [93], sur données expérimentales provenant de la cage 1 du laminoir de St Agathe à Florange (France). Ce cas est modélisé ici sans prendre en compte la présence du lubrifiant. Ces conditions sont résumées dans le tableau 5.11.

Tension à l'entrée $\sigma_1$	48.1 [MPa]
Tension à la sortie $\sigma_2$	145 [MPa]
Épaisseur d'entrée $e_{s,1}$	3.14 [mm]
Épaisseur de sortie $e_{s,2}$	1.9 [mm]
Réduction	39.5 [%]
Diamètre du cylindre	553.6 [mm]
Vitesse de laminage	3.24 [m/s]

TABLEAU 5.11 – Conditions de laminage utilisées lors du test de validation de la procédure de couplage entre MetaLub et Metafor.

Le comportement élastoplastique est ici modélisé à l'aide de la loi de Krupkowski :

$$\sigma_Y = 184.1 (1 + 64\bar{\varepsilon}^{ep})^{0.25} \text{ [MPa]} \quad (5.21)$$

On modélise ici, le laminage d'un acier. Le module de Young et le coefficient de Poisson valent donc respectivement  $E_S = 210 \text{ GPa}$  et  $\nu_S = 0.3$ .

À l'interface, les aspérités sont modélisées par un profil triangulaire. La rugosité composite est de  $R_{q,c} = 2.36 \mu\text{m}$  et la demi-distance entre aspérités  $\bar{l}$  a été choisie pour obtenir une pente des aspérités de  $15^\circ$ , soit  $\bar{l} = 30 \mu\text{m}$ . On utilise la loi de frottement de Coulomb avec un coefficient  $\mu_a = 0.09$ .

Le cylindre est supposé rigide et circulaire. Ce choix simpliste a été fait pour faciliter la mise au point de la procédure.

### Modèle Metafor

Pour pouvoir valider les résultats de la simulation éléments finis, on modélise une configuration similaire à celle traitée par MetaLub lors de la première itération, soit l'écrasement d'une aspérité triangulaire par un plan lisse. Dans le cas traité ici, le cylindre est donc assimilé localement à un plan horizontal. Par symétrie, on modélise seulement un quart de cette aspérité. La géométrie est représentée sur la figure 5.9.

La distance verticale (axe Y) entre le sommet des aspérités et les vallées est de  $8.17 \mu\text{m}$ . Ceci permet d'obtenir une rugosité composite  $R_{q,c}$  identique à celle du modèle MetaLub. Il en va de même pour la demi-distance entre aspérités qui est de  $30 \mu\text{m}$ .

Les conditions aux limites ont été choisies de manière à être aussi représentatives que possible des conditions de laminage industrielles. Tout d'abord, par symétrie, on empêche les déplacements normaux aux faces ABFE, BCGF et ABCD. Ensuite, comme les déformations de la bande dans la direction transverse au laminage sont négligeables, on empêche le

déplacement selon Z de la face HGFE. Une tension  $\sigma_x$  variable, issue du modèle MetaLub, est appliquée sur la face AEHD. De plus, cette face reste orthogonale à la direction de laminage x au cours de la simulation. Enfin, l'aspérité est écrasée par un plan lisse rigide. Celui-ci se déplace verticalement en suivant la trajectoire décrite par la périphérie du cylindre dans l'emprise  $e_R(x)$ .

Le frottement entre le cylindre et l'aspérité n'est pas pris en compte dans le modèle éléments finis. Différentes simulations d'écrasement d'aspérités réalisées en 2D ont en effet montré la très faible influence de ce paramètre sur l'aire relative de contact. De plus, la tension  $\sigma_x$ , calculée dans MetaLub, dépend du cisaillement d'interface. On prend donc en compte le frottement dans le modèle éléments finis mais de manière indirecte.

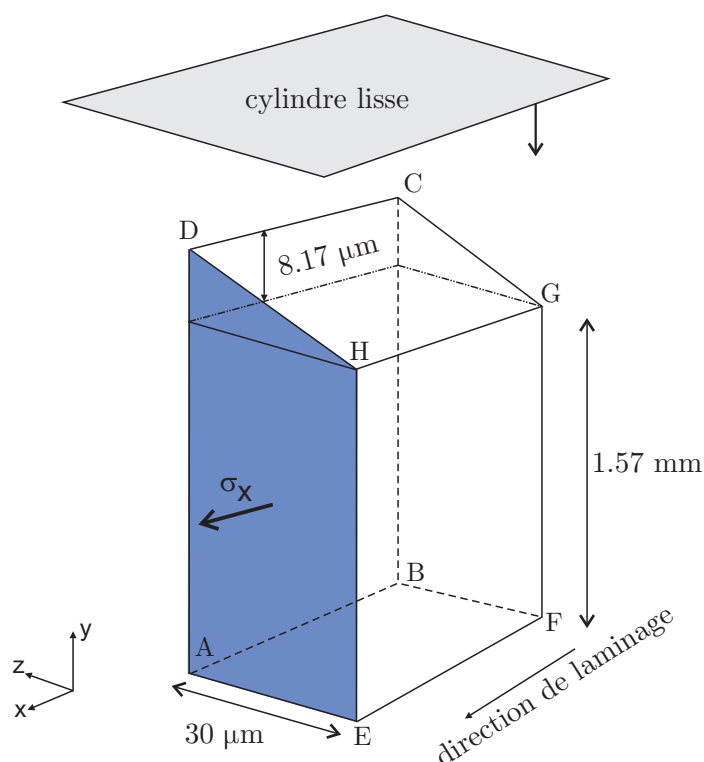


FIGURE 5.9 – Géométrie du quart de l'aspérité longitudinale prise en compte dans le modèle éléments finis.

L'aspérité est maillée à l'aide d'un mailleur non structuré. Ceci permet de concentrer des éléments de bonne qualité géométrique à proximité du bord supérieur de manière à obtenir une bonne approximation de l'aire de contact. Ce maillage est obtenu en deux étapes. On maille tout d'abord la face BFGC (cfr. figure 5.9) de l'aspérité avant d'extruder ce maillage selon la direction de laminage X. On utilise un seul élément sur l'épaisseur selon X. La partie du maillage située à proximité du bord supérieur est représentée sur la figure 5.10.

La tension dans la bande  $\sigma_x$  et le profil du cylindre issu de la première simulation effectuée avec MetaLub sont repris sur les figures 5.11 et 5.12. Ce sont ces grandeurs qui sont utilisées comme conditions aux limites lors de la première simulation éléments finis de la procédure de couplage.

La loi d'écroutissage utilisée dans la simulation éléments finis est identique à celle du modèle MetaLub.

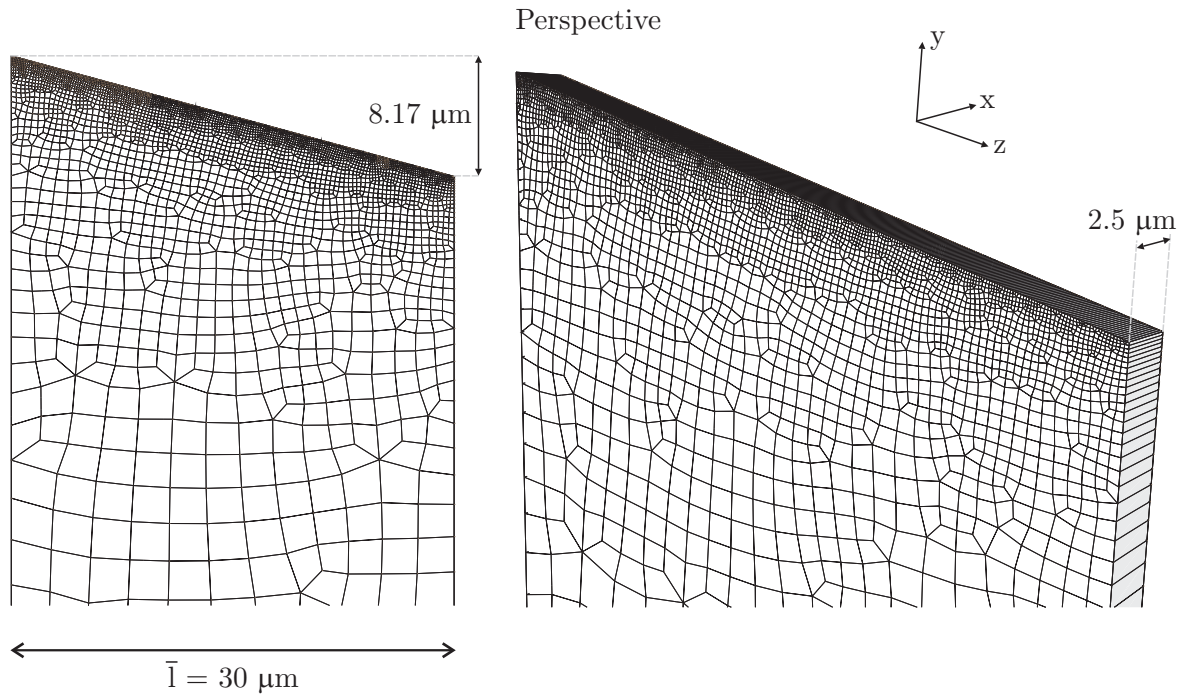


FIGURE 5.10 – Maillage de la partie supérieure de l'aspérité triangulaire utilisée dans les simulations éléments finis. À gauche : vue dans la plan YZ. À droite : vue en perspective. Ce maillage comprend 3601 éléments.

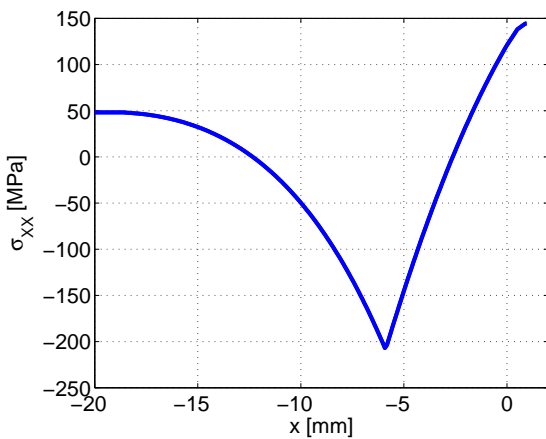


FIGURE 5.11 – Tension dans la bande  $\sigma_{xx}$ , dans la direction de laminage, obtenue au terme de la première simulation effectuée dans MetaLub. Celle-ci prend en compte l'écrasement des aspérités à l'aide de la loi de Wilson et Sheu.

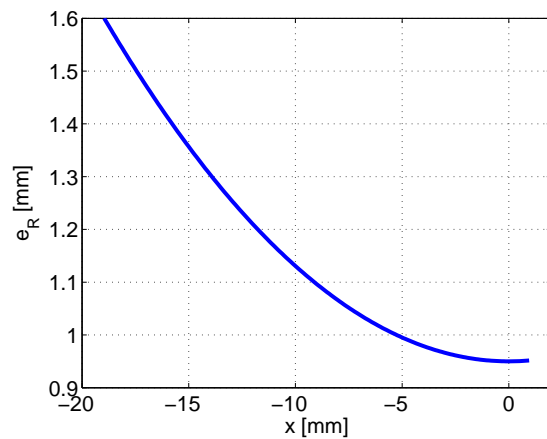


FIGURE 5.12 – Profil du cylindre circulaire rigide, utilisé dans la première simulation effectuée dans MetaLub. Dans cette simulation, on prend en compte l'écrasement des aspérités à l'aide de la loi de Wilson et Sheu.



### Comparaison des résultats éléments finis aux lois analytiques d'écrasement d'aspérités

L'évolution de l'aire relative de contact obtenue aux différentes itérations de la procédure de couplage est présentée sur la figure 5.13. En comparant la courbe obtenue via les lois analytiques d'écrasement d'aspérités, implémentées dans MetaLub, à celle obtenue avec Metafor, on constate que les résultats éléments finis sont proches de ceux obtenus avec les lois analytiques de MetaLub : l'écart maximal observé est inférieur à 10% d'aire relative de contact. Les résultats sont donc concordants.

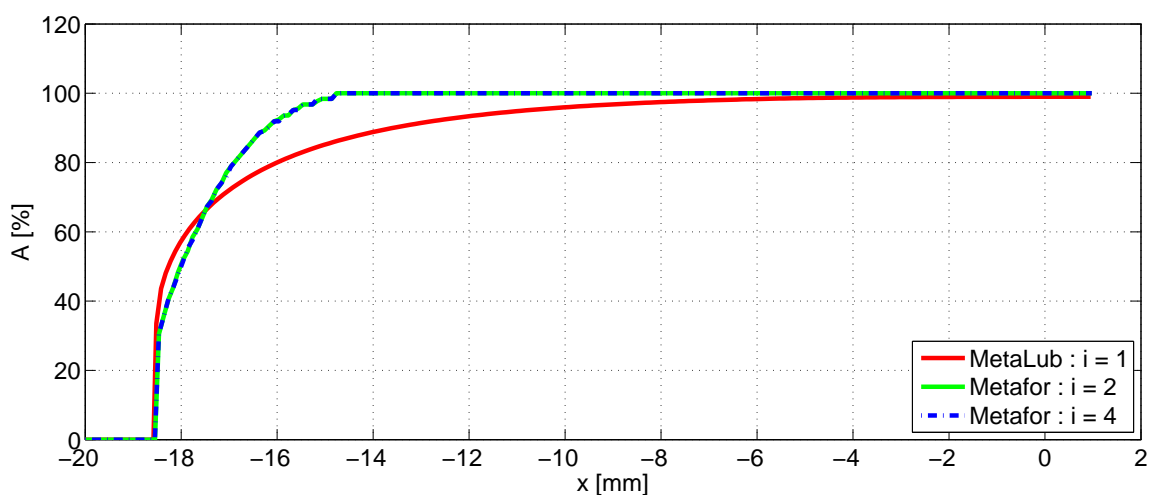


FIGURE 5.13 – Aire relative de contact en fonction de la position dans l'emprise. La courbe correspondant à l'itération  $i = 1$  a été obtenue en utilisant la relation de Wilson et Sheu [106]. L'aire relative de contact, calculée lors de la première simulation éléments finis ( $i = 2$ ) est ensuite utilisée dans MetaLub ( $i = 3$ ). L'aire relative calculée lors du calcul Metafor  $i = 4$ , se superpose à celle obtenue à l'itération précédente  $i = 2$ . Le processus a donc convergé.

On remarque toutefois que l'aire relative de contact calculée avec Metafor atteint plus rapidement une valeur de 100%. Ceci est dû à la conservation de la masse qui est automatiquement prise en compte dans les résultats éléments finis, contrairement au cas analytique qui est basé sur l'hypothèse d'arasement.

Les courbes correspondantes aux itérations  $i = 2$  et  $i = 4$ , se superposent parfaitement. La convergence est donc atteinte au terme de la deuxième simulation éléments finis ( $i = 4$ ).

La modification de l'aire relative de contact a peu d'influence sur les résultats globaux. En effet, si on analyse la forme du profil de cisaillement d'interface calculée dans MetaLub aux itérations  $i = 1, 3$  et  $5$  de la figure 5.14, on constate que ces trois courbes se superposent.

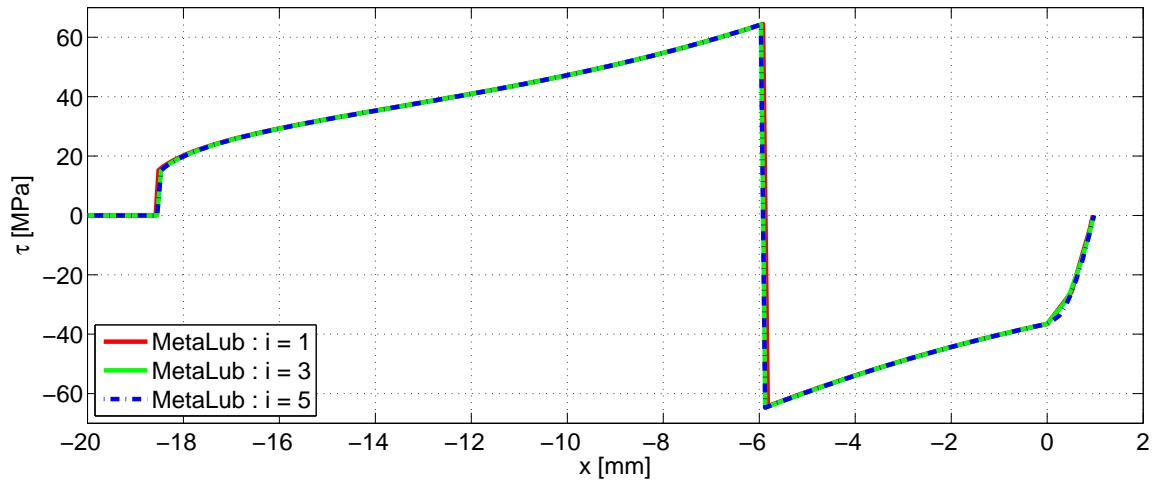


FIGURE 5.14 – Cisaillement d’interface en fonction de la position dans l’emprise. A la simulation  $i = 1$ , MetaLub utilise les lois analytiques d’écrasement d’aspérité. A l’inverse, lorsque  $i = 3$  et  $i = 5$ , MetaLub utilise les résultats issus des simulations éléments finis.

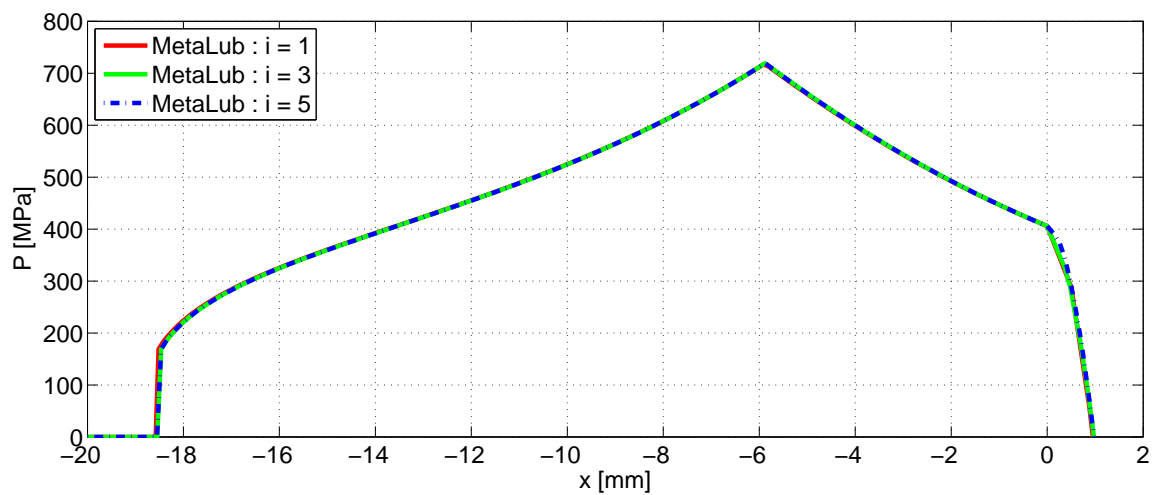


FIGURE 5.15 – Pression d’interface en fonction de la position dans l’emprise. La courbe correspondant à l’itération  $i = 1$  a été obtenue en utilisant la relation de Wilson et Sheu [106]. La pression d’interface, calculée lors de la première simulation éléments finis ( $i = 2$ ) est ensuite utilisée dans MetaLub ( $i = 3$  et  $i = 5$ ).

Ceci s'explique facilement. Dans MetaLub, le cisaillement est calculé à l'aide de la loi de Coulomb 5.22. La pression et le cisaillement d'interface sont calculés à l'aide des lois de partage 5.23 et 5.24.

$$\tau_a = \mu_a p_a \quad (5.22)$$

$$p = Ap_a + (1 - A)p_b \quad (5.23)$$

$$\tau = A\tau_a + (1 - A)\tau_b \quad (5.24)$$

En cas sec,  $p_b$  et  $\tau_b$  sont nuls. Le cisaillement  $\tau$  peut être calculé par la relation suivante :

$$\tau = A\tau_a = A\mu_a p_a = \mu_a p \quad (5.25)$$

ce qui est indépendant de  $A$  si la pression d'interface n'est pas modifiée. Or c'est ce qu'on observe sur la figure 5.15 : le profil de pression calculé par MetaLub ( $i = 3$  et  $i = 5$ ) se superpose à celui obtenu lors de la première simulation ( $i=1$ ).

Cette situation sera différente en présence de lubrifiant. En effet, dans ce cas, dans une grande partie de l'emprise, on aura  $p_a \approx p_b$ . La loi de partage pour la pression 5.23 donne  $p \approx p_a \approx p_b$ . Si on néglige le cisaillement du fluide  $\tau_b$  par rapport au cisaillement sur les plateaux  $\tau_a$ , la loi de partage donne :

$$\tau = A\tau_a + (1 - A)\tau_b \approx A\tau_a = A\mu_a p_a \approx A\mu_a p \quad (5.26)$$

Dans ce cas, le cisaillement  $\tau$  sera bien influencé par l'aire relative de contact  $A$ .

Un autre avantage déterminant de la méthode des éléments finis est qu'il est possible de prendre en compte des profils d'aspérités beaucoup plus réalistes que les profils simplifiés utilisés dans les modèles analytiques. Cela n'a pas été réalisé ici mais ça constitue une des perspectives de ce travail. De plus, avec les éléments finis, il est possible de calculer simplement l'évolution au cours de l'écrasement des valeurs statistiques du profil de rugosité comme la rugosité arithmétique  $R_a$ , la rugosité quadratique  $R_q$ , etc.

## 5.4 Conclusions

Dans ce chapitre, on a tout d'abord décrit la méthode de couplage qui automatise les échanges de données entre deux codes existants : MetaLub et ThermRoll. L'association de ces deux logiciels permet d'étudier le comportement thermomécanique d'une cage de laminoir. Cette procédure a été validée lors de l'étude d'un point de fonctionnement de la cage 5 du laminoir de Dofasco. Dans ce modèle, on a constaté que les effets thermiques et le comportement mécanique de la cage étaient découplés.

Ensuite, on a présenté la méthode de couplage entre Metafor et MetaLub dans un cas sans lubrifiant. La prédiction réaliste de  $A$  qui résulte de ce couplage constitue un apport original et important par rapport aux modèles analytiques d'écrasement d'aspérités [98, 106] utilisés jusqu'ici dans MetaLub ainsi que dans tous les autres logiciels du même type. Ces modèles analytiques souffrent en effet de nombreuses limitations :

- la géométrie des aspérités est fortement simplifiée (ex : aspérités en dents de scie et toutes identiques) ;
- le comportement matériel des aspérités est approximé au moyen d'un modèle rigide parfaitement plastique ;
- la partie des aspérités qui est écrasée est éliminée du modèle (arusement). Il n'y a donc pas de conservation de la masse ;
- les aspérités de la bande sont écrasées par un plan supposé lisse alors que le cylindre est rugueux.

La limitation principale du modèle actuel provient du fait qu'il n'est, à ce stade, pas possible de tenir compte, au niveau microscopique, de la présence d'un lubrifiant. La levée de cette hypothèse constitue une des perspectives de ce travail.

# Chapitre 6

## Modélisation du lubrifiant dans Metafor

### 6.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de démontrer qu'il est possible de modéliser le comportement d'un fluide newtonien avec Metafor, bien que ce logiciel ait été développé dans un formalisme propre aux solides. Pour ce faire, on a tout d'abord modélisé des écoulements simples, de type Couette, entre deux plans lisses et entre deux cylindres concentriques. L'utilisation de la loi de Norton-Hoff choisie pour modéliser le comportement du fluide s'est révélée compliquée pour certains cas. En effet, il est apparu que la grande valeur du module de compressibilité rendait la simulation très sensible aux conditions aux limites utilisées. Ces difficultés sont illustrées sur un cas bien connu en mécanique des fluides : l'écoulement dans une cavité carrée. Ces cas tests, décrits dans la section 6.3, ont permis de valider le champ de vitesse et le champ de cisaillement en effectuant des comparaisons avec les solutions analytiques ou des solutions numériques de référence.

Ensuite, dans la section 6.4 on vérifie la validité du champ de pression sur deux configurations qui permettent de générer une pression hydrodynamique lors de l'écoulement : le patin de Rayleigh et le coin d'huile.

Enfin, dans la dernière partie de ce chapitre, on démontre qu'il est possible d'effectuer des simulations d'interaction fluide-structure avec Metafor. On a modélisé l'écoulement d'un fluide visqueux autour d'un obstacle déformable situé à l'entrée d'un convergent. Les résultats obtenus dans tous les cas sont très proches de ceux présentés dans la littérature.

Dans le cas de cette thèse, on se limite aux écoulements à faible nombre de Reynolds. On ne traite pas de cas en régime turbulent car l'application visée ici est la modélisation des expériences de Bech [8, 9] mettant en évidence le micro-hydrodynamisme à l'aide du procédé d'étirage plan. Pour cette même raison, à l'exception de la dernière simulation, les valeurs de la viscosité dynamique  $\eta$  et du module de compressibilité  $K$  utilisées dans les simulations sont représentatives d'une huile de laminage :  $\eta = 0.3$  Pa.s et  $K = 1700$  MPa. Le but étant de valider le comportement du lubrifiant avec des propriétés proches de celles utilisées dans les expériences de Bech.

## 6.2 Méthode de résolution

Dans cette section, on présente les équations traitées dans Metafor ainsi que la méthode de résolution utilisée. Ceci nous permettra de positionner la méthode utilisée par rapport aux théories classiques utilisées pour traiter les écoulements fluides.

### 6.2.1 Rappels et notations

On considère un corps qui, sous l'action de forces extérieures, passe de la configuration initiale  $\Gamma$  à la configuration déformée  $\gamma$ . Au terme de la déformation, le point  $P$  – initialement repéré par les coordonnées  $(X_1, X_2, X_3)$  dans la configuration de référence – est situé en  $(x_1, x_2, x_3)$  dans la configuration courante. Le déplacement d'un point du solide est donc donné par :

$$\mathbf{u} = \mathbf{x} - \mathbf{X} \quad (6.1)$$

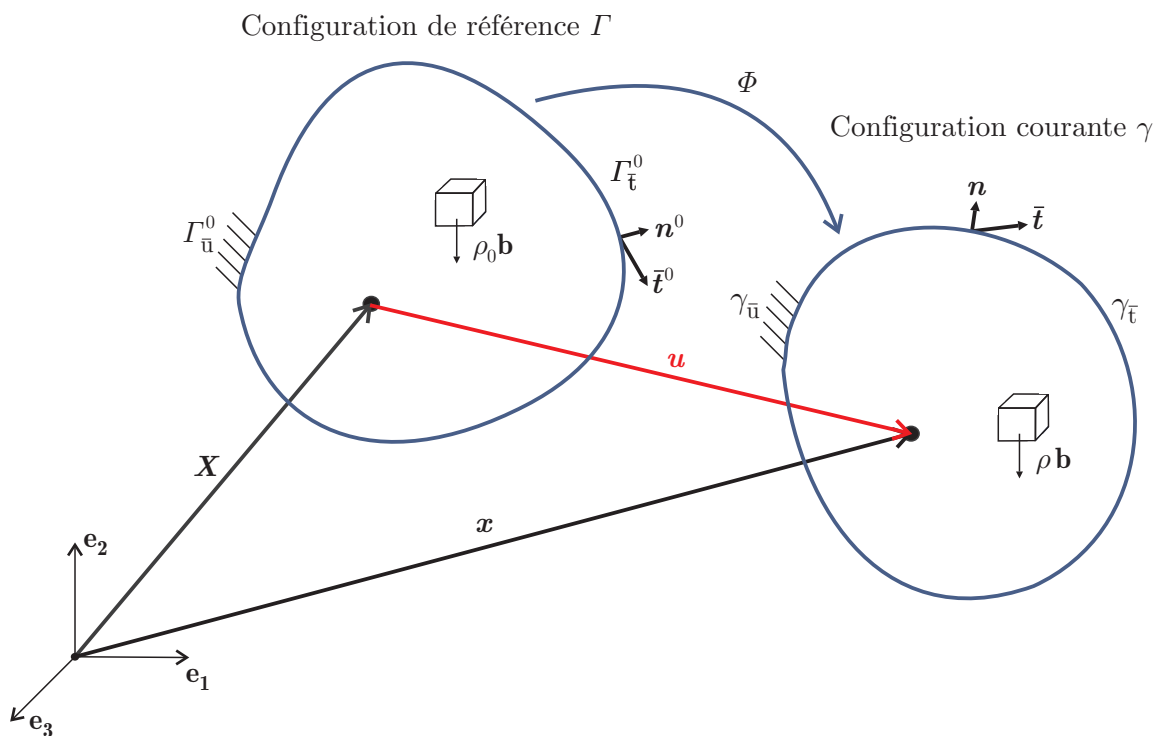


FIGURE 6.1 – Description du mouvement d'un corps déformable en mécanique des milieux continus. Introduction des notations utilisées dans ce chapitre.

On suppose qu'il existe une correspondance biunivoque entre les points de la configuration de référence  $\mathbf{X}$  et ceux de la configuration courante  $\mathbf{x}$ . Ainsi, on peut écrire :

$$\mathbf{x}(t) = \Phi(\mathbf{X}, t) \quad \text{et} \quad \mathbf{X} = \Phi^{-1}(\mathbf{x}(t), t) \quad (6.2)$$

où  $\Phi$  est l'application de la configuration de référence sur la configuration courante au temps  $t$ .

On définit également le tenseur gradient de déformation  $F_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial X_j}$  qui caractérise la transformation d'un vecteur matériel ( $d\mathbf{X}$ ) lors du passage de la configuration de référence à la configuration courante.

Sur la configuration courante, on définit le tenseur gradient de vitesse tel que

$$d\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{L} d\mathbf{x} \quad (6.3)$$

Il s'agit d'un opérateur qui transforme le vecteur  $d\mathbf{x}$  en sa dérivée temporelle  $d\dot{\mathbf{x}}$ . Celui-ci est utilisé dans certaines lois constitutives qui font intervenir des termes liés à la vitesse de déformation comme la loi de Norton-Hoff utilisée dans ce travail.

Le tenseur  $\mathbf{L}$  est obtenu par la relation suivante :  $\mathbf{L} = \dot{\mathbf{F}}\mathbf{F}^{-1}$ . Celui-ci peut être décomposé en sa partie symétrique ( $\mathbf{D}$ ) et sa partie non symétrique ( $\mathbf{W}$ ) :

$$\mathbf{L} = \mathbf{D} + \mathbf{W} \quad (6.4)$$

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2}(\mathbf{L} + \mathbf{L}^T) \quad (6.5)$$

$$\mathbf{W} = \frac{1}{2}(\mathbf{L} - \mathbf{L}^T) \quad (6.6)$$

où  $\mathbf{D}$  est le tenseur taux de déformation et  $\mathbf{W}$  est le tenseur taux de rotation, également appelé vorticité en mécanique des fluides.

## 6.2.2 Équations de conservation

Pour écrire les équations de conservation, on fait l'hypothèse de milieu continu : la matière qui compose le corps considéré est répartie de manière continue dans l'espace occupé par le corps. Dans ce cas, lorsqu'on étudie le comportement de ce type de milieu, on peut utiliser des propriétés matérielles macroscopiques pour caractériser son comportement.

Au sein du volume du milieu continu, dans la configuration courante on a les relations suivantes :

- équations de la conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho \ddot{x}_i = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho b_i \quad (6.7)$$

où  $\ddot{x}_i$  est l'accélération,  $\sigma_{ij}$  est le tenseur des contraintes de Cauchy et  $\rho b_i$  représente les forces volumiques

- équations de conservation du moment de la quantité de mouvement :

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} \quad (6.8)$$

cette relation implique que le tenseur des contraintes de Cauchy doit être symétrique.

Celles-ci constituent la forme forte des équations. Dans la plupart des cas, il n'est pas possible d'obtenir une solution analytique à ces équations. On se tourne alors vers la méthode des éléments finis pour trouver une solution approchée au problème.

### 6.2.3 Méthode des éléments finis

Cette méthode de calcul consiste à diviser le corps étudié en un nombre fini de sous domaines. Le système d'équations correspondant au système entier est obtenu par assemblage des systèmes relatifs à chacun des éléments finis. Pour pouvoir obtenir la discrétisation des équations de conservation, on fait appel au principe des travaux virtuels. Celui-ci permet d'obtenir la forme faible des ces équations :

$$\delta \mathcal{M} + \delta \mathcal{W}_{\text{int}} = \delta \mathcal{W}_{\text{ext}} \quad (6.9)$$

avec

$$\delta \mathcal{M} = \int_{V(t)} \rho \ddot{x}_i \cdot \delta u_i dV \quad (6.10)$$

$$\delta \mathcal{W}_{\text{int}} = \int_{V(t)} \boldsymbol{\sigma} : \frac{\partial \delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} dV \quad (6.11)$$

$$\delta \mathcal{W}_{\text{ext}} = \int_{V(t)} \rho \mathbf{b} \cdot \delta \mathbf{u} dV + \int_{S(t)} (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \delta \mathbf{u} dS \quad (6.12)$$

où  $V(t)$  et  $S(t)$  sont respectivement le volume et la surface extérieure du corps étudié.



Pour déterminer ces relations, les équations de conservation de la quantité de mouvement ont été multipliées par un champ de déplacement virtuel cinématiquement admissible  $\delta \mathbf{u}$ . Ce type de déplacement doit respecter à la fois la continuité du corps et ses conditions d'appui là où les déplacements sont imposés. La seule restriction relative à l'existence de cette relation est l'hypothèse de milieu continu. Elle est donc valable quel que soit le type de matériau.

Dans le cadre de ce travail, on utilise des éléments cinématiquement admissibles. Les inconnues du système sont donc les déplacements nodaux  $\mathbf{q}$ . L'utilisation de fonctions de formes  $\mathbf{N}(\mathbf{x})$  permet d'interpoler le champ de déplacement  $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ .

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \mathbf{N}(\mathbf{x})\mathbf{q} \quad (6.13)$$

De la même manière, le champ des déplacements virtuels sera discrétisé par

$$\delta \mathbf{u}(\mathbf{x}) = \mathbf{N}(\mathbf{x})\delta \mathbf{q} \quad (6.14)$$

En introduisant 6.13 et 6.14 dans 6.9 et prenant en compte la contribution de chacun des éléments du domaine, le principe des travaux virtuels discrétisé s'écrit :

$$\delta \mathbf{q} \underbrace{[\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_{\text{int}} - \mathbf{F}_{\text{ext}}]}_{\mathbf{R}(t)} = 0 \quad \forall \delta \mathbf{q} \quad (6.15)$$

où  $\mathbf{R}$  est le résidu,  $\ddot{\mathbf{q}}$  est le vecteur des accélérations nodales,  $\mathbf{M}$  la matrice des masses,  $\mathbf{F}_{\text{int}}$  le vecteur des forces internes et  $\mathbf{F}_{\text{ext}}$  le vecteur des forces externes. Ceux-ci sont calculés à l'aide des relations ci-dessous :

$$\mathbf{M} = \int_{V(t)} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV = \int_{V_0} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV_0 \quad (6.16)$$

$$\mathbf{F}_{\text{int}} = \int_{V(t)} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} dV \quad (6.17)$$

$$\mathbf{F}_{\text{ext}} = \int_{V(t)} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{b} dV + \int_{S(t)} \mathbf{N}^T \mathbf{t} dS \quad (6.18)$$

Le vecteur  $\delta \mathbf{q}$  étant totalement arbitraire, l'équation à résoudre en pratique sera donc

$$\mathbf{R}(t) = 0 \quad (6.19)$$

Dans Metafor, on utilise notamment le formalisme du lagrangien actualisé. La configuration de référence est la dernière configuration équilibrée connue et les équations d'équilibres sont résolues sur la configuration courante. Dès lors, dans les équations 6.16, 6.17 et 6.18, les volumes et les surfaces sont relatifs à la configuration courante. De plus, dans ces équations [82] :

- $\mathbf{B}$  est la matrice des dérivées des fonctions de forme par rapport aux coordonnées courantes. Elles doivent donc être évaluées chaque fois que la configuration évolue.
- les contraintes sont calculées sur base de la résolution d'un système d'équations non linéaires tout au long de l'histoire de la mise en charge. Ce système d'équations dépend du modèle constitutif adopté.
- les charges sont, en toute généralité, fonctions de la configuration.

Pour résoudre les équations discrétisées qui sont fortement non linéaires, on utilise une discrétisation temporelle et pour chaque pas de temps, on utilise la méthode de Newton-Raphson. La linéarisation des équations d'équilibre donne :

$$\mathbf{R}^{i+1} = \mathbf{R}^i + d\mathbf{R}^i = \mathbf{R}^i + \underbrace{\left[ \frac{\partial \mathbf{R}^i}{\partial \mathbf{x}} \right]}_{\mathbf{K}_t} d\mathbf{x} + \mathcal{O}(d\mathbf{x}^2) = 0 \quad (6.20)$$

où  $\mathbf{K}_t$  est la matrice de raideur tangente. Celle-ci permet de calculer l'incrément de position aux noeuds  $\Delta \mathbf{x}^i$  :

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{x}^i &= -\mathbf{K}_t^{-1} \mathbf{R}^i \\ \mathbf{x}^{i+1} &= \mathbf{x}^i + \Delta \mathbf{x}^i \end{aligned}$$

En pratique, il n'est pas possible d'annuler complètement le résidu, on utilise donc le critère suivant :

$$\frac{\|\mathbf{R}\|}{\|\mathbf{F}_{\text{ext}}\| + \|\mathbf{F}_{\text{int}}\| + \|\mathbf{F}_{\text{inert}}\|} < \text{tol} \quad (6.21)$$

où  $\|\mathbf{F}_{\text{inert}}\|$  est la norme des forces d'inerties. La valeur par défaut de la tolérance est de  $10^{-4}$ .

Les différentes étapes de la méthode de résolution des équations d'équilibre sont représentées sur la figure 6.2. La première étape de la résolution du système consiste à effectuer une prédiction sur la position des noeuds. Ceci fait, on peut calculer – pour chaque élément – des grandeurs cinématiques telles que le gradient de déformation. Celles-ci nous permettent alors de calculer les contraintes aux points de Gauss ainsi que les forces internes  $F_{int}$ . Après avoir mis à jour le vecteur des forces externes  $F_{ext}$ , et éventuellement le vecteur des forces d'inertie  $F_{inert}$ , on peut calculer le vecteur résidu  $R$ . Les positions des noeuds vont être corrigées, de manière itérative, à l'aide de la méthode de Newton-Raphson jusqu'à ce que le critère de convergence (cfr. relation 6.21) soit satisfait.

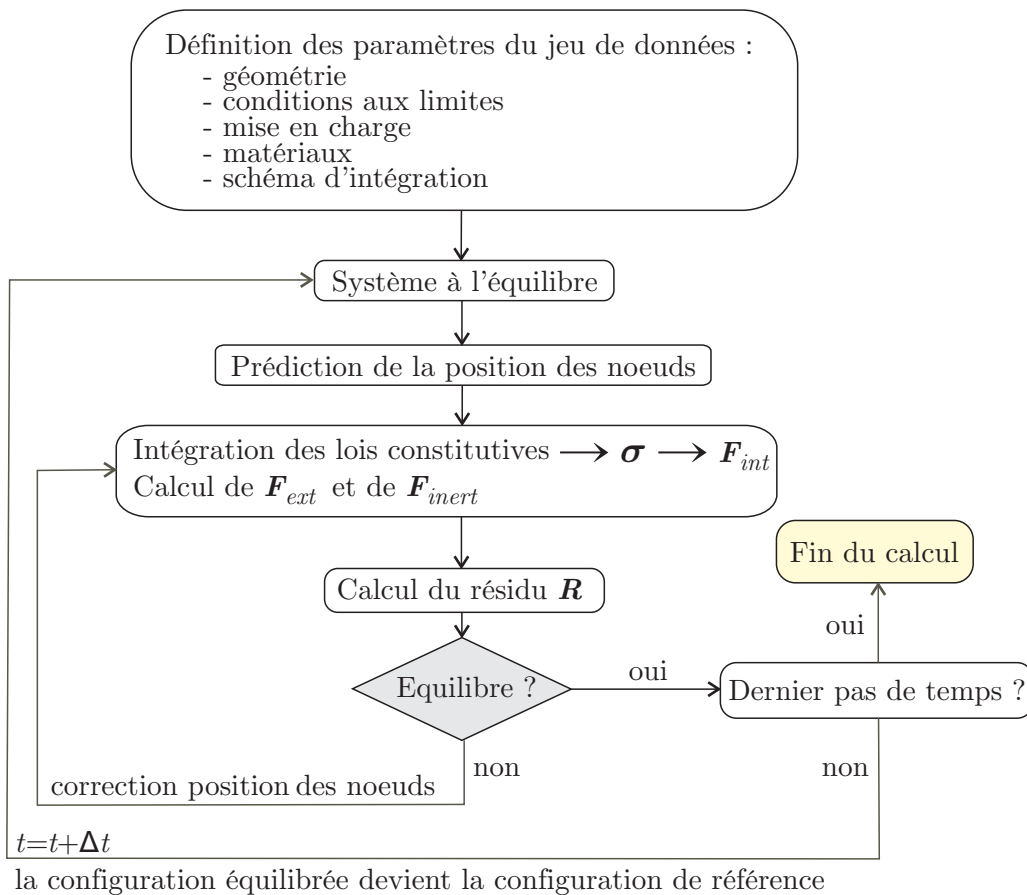


FIGURE 6.2 – Étapes de résolution des équations d'équilibre aux noeuds.

### 6.2.4 Intégrations des lois constitutives

Dans la section précédente, on a vu que le vecteur des forces internes était déterminé à partir des tenseurs contraintes de Cauchy calculés aux points de Gauss. Cette section décrit comment les équations constitutives sont intégrées pour obtenir les composantes du tenseur des contraintes de Cauchy  $\sigma$  dans le cadre d'un formalisme élastoviscoplastique.

#### Surface de charge

Le postulat fondamental des modèles élasto plastique et élastoviscoplastiques est l'existence d'une équation scalaire  $f(\sigma, \mathbf{q})$  où  $\sigma$  est le tenseur des contraintes de Cauchy et  $\mathbf{q}$  l'ensemble des variables d'hérédité. Celles-ci permettent de prendre en compte les modifications de la forme et de la position de la surface de charge dues aux déformations permanentes. L'équation scalaire  $f(\sigma, \mathbf{q})$  permet de séparer l'espace des contraintes ( $\sigma$ ) en trois zones (cfr. figure 6.3) :

1. **zone élastique** :  $f(\sigma, \mathbf{q}) < 0$ , lorsque l'état de contraintes est dans cette zone, le matériau a un comportement élastique
2. **surface de plasticité** ou **surface de charge**  $f(\sigma, \mathbf{q}) = 0$  : des déformations plastiques apparaissent lorsque l'état de contraintes atteint cette surface.
3. **zone interdite** dans le cas de la plasticité  $f(\sigma, \mathbf{q}) > 0$

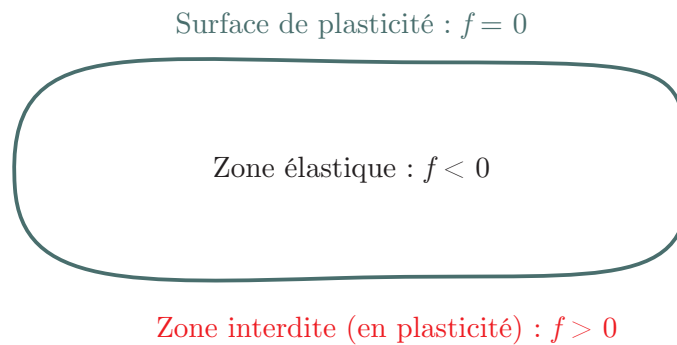


FIGURE 6.3 – Représentation schématique de la surface de plasticité.

La surface de charge doit vérifier le principe d'objectivité. Celui-ci traduit l'indépendance de la loi matériau vis-à-vis de l'observateur et de son mouvement. Dans le cas des matériaux isotropes, une manière de faire est d'exprimer la surface de charge en fonction des invariants du tenseur des contraintes  $I_1, I_2, I_3$  et des paramètres d'hérédité  $\mathbf{q}$  :

$$f(\sigma, \mathbf{q}) = \sigma_{eq}(I_1, I_2, I_3) - \sigma_{critique}(\mathbf{q}) \tag{6.22}$$

Dans le cas des métaux, l'entrée en plasticité est indépendante de la pression hydrostatique. Par conséquent, la contrainte équivalente  $\sigma_{eq}$  peut donc être exprimée en fonction de  $J_2$  et  $J_3$  les deuxième et troisième invariants du déviateur des contraintes

$$\sigma_{eq} = \sigma_{eq}(J_2, J_3) \tag{6.23}$$

Lorsque le matériau a le même comportement en traction et en compression, le critère doit être pair et l'on écrit

$$\sigma_{eq} = \sigma_{eq}(J_2, J_3^2) \quad (6.24)$$

Parmi toutes les possibilités, on se limite généralement, dans les cas les plus simples, à une dépendance en  $J_2$ . On parlera alors de plasticité  $J_2$ . Dans ce cas on a

$$\sigma_{eq} = \sigma_{eq}(J_2) \quad (6.25)$$

Dans Metafor, plusieurs critères d'entrée en plasticité sont disponibles. Dans le cadre de ce travail, on utilise le critère de Von-Mises

$$f = J_2 - \frac{1}{3}\sigma_Y^2 \leq 0 \quad (6.26)$$

Ce qui est équivalent à

$$f = \underbrace{\sqrt{\frac{3}{2}s_{ij}s_{ij}}}_{\bar{\sigma}_{VM}} - \sigma_Y \leq 0 \quad (6.27)$$

où  $\sigma_Y$  est la limite d'élasticité courante.

À cause de l'écoulement, la forme de la surface de charge évolue. Les paramètres internes notés  $\mathbf{q}$  dans 6.22 permettent de modéliser cette évolution. Par exemple, dans un cas d'écoulement isotope, on utilise la déformation plastique équivalente  $\bar{\varepsilon}^{ep}$

$$\bar{\varepsilon}^{ep} = \int d\bar{\varepsilon}^{ep} = \int \dot{\bar{\varepsilon}}^{ep} dt = \int \sqrt{\frac{2}{3}D_{ij}^p D_{ij}^p} dt \quad (6.28)$$

où  $D_{ij}^p$  est le tenseur des vitesses de déformations plastiques (voir ci-après). On a alors

$$f = \bar{\sigma}_{VM} - \sigma_y(\bar{\varepsilon}^{ep}) \leq 0 \quad (6.29)$$

Dans ce cas, lorsque la matière subit des déformations plastiques, la surface de charge s'étend mais reste centrée en  $\sigma_{ij} = 0$ .

### Décomposition additive du taux de déformation

Une autre hypothèse importante pour l'écriture et l'intégration des équations constitutives est la décomposition additive du taux de déformation  $D_{ij}$  en deux parties : le taux de déformation élastique  $D_{ij}^e$  et le taux de déformation plastique  $D_{ij}^p$  :

$$D_{ij} = D_{ij}^e + D_{ij}^p \quad (6.30)$$

Le taux de déformation élastique représente la partie réversible de la déformation tandis que le taux de déformation plastique décrit la partie irréversible.

### Loi d'écoulement

Comme en petites déformations, on fait l'hypothèse que le matériau obéit à une loi d'écoulement associée durant la déformation plastique. Dans ce cas, la vitesse de déformation plastique est normale à la surface de charge et est donnée par

$$D_{ij}^p = \lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \quad (6.31)$$

Si  $N_{ij}$  est la normale unitaire à la surface de charge, cette dernière relation s'écrit

$$D_{ij}^p = \Lambda N_{ij} \quad (6.32)$$

avec

$$N_{ij} = \frac{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}}{\sqrt{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}}}} \quad (6.33)$$

### Repère corotationnel et matériaux hypoélastiques

Avant d'aller plus loin dans la description de la méthode de résolution des équations constitutives, on précise que les équations décrites ici sont exprimées dans les axes corotationnels [82]. Ceci permet d'utiliser des méthodes d'intégrations identiques à celles développées pour traiter le cas des petites déformations. De plus, dans ce travail, on utilise des matériaux hypoélastiques. Ceux-ci peuvent être modélisés par une équation constitutive de la forme :

$$\dot{\sigma} = g(\sigma, L) \quad (6.34)$$

Pour ce type de matériaux, dans le repère corotationnel, on a la relation suivante :

$$\dot{\sigma} = \mathcal{H} : D^e = \mathcal{H} : (D - D^p) \quad (6.35)$$

où  $\mathcal{H}$  est le tenseur de Hooke de l'élasticité donné par

$$\mathcal{H}_{ijkl} = K \delta_{ij} \delta_{kl} + 2G (\delta_{ik} \delta_{jl} - \delta_{ij} \delta_{kl}) \quad (6.36)$$

avec le module de compressibilité  $K$  et module de cisaillement  $G$  donnés respectivement par les relations suivantes

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)} \quad (6.37)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (6.38)$$

où  $E$  est le module de Young et  $\nu$  le coefficient de poisson.

#### Méthode du retour radial [82]

La décomposition additive du taux de déformation permet de partitionner l'opérateur élastoplastique en deux sous problèmes :

problème élastoplastique = prédicteur élastique + correcteur plastique

On commence par le calcul du **prédicteur élastique**. Dans ce cas, les contraintes sont calculées en faisant l'hypothèse que le régime est parfaitement élastique. Dans l'espace corotationnel, pour un matériau isotrope, le prédicteur élastique  $\sigma^e$  est obtenu en supposant  $D^e = D$  et en intégrant

$$\dot{\sigma} = \mathcal{H} : D$$

où l'état de contraintes au début du pas de temps est utilisé comme initiale utilisée.

En décomposant le tenseur contraintes en termes de pression hydrostatique  $p$  et en sa partie déviatorique  $s$ , on écrit :

$$\dot{\sigma} = \underbrace{K \text{trace}(D^e)}_{\dot{p}} I + 2 \underbrace{G \text{dev}(D^e)}_{\dot{s}} \quad (6.39)$$

où  $K$  et  $G$  sont respectivement le module de compressibilité et de Coulomb du matériau.

L'intégration des parties hydrostatique et déviatorique donne :

$$p_e = p_0 + K \text{trace}(\Delta \mathbf{e}) \quad (6.40)$$

$$\mathbf{s}_e = \mathbf{s}_0 + 2G \text{dev}(\Delta \mathbf{e}) \quad (6.41)$$

où  $\Delta \mathbf{e} = \ln \mathbf{U}$  est le tenseur incrémental, sur le pas de temps, du tenseur logarithmique des déformations.  $\mathbf{U}$  est obtenu à l'aide du gradient de déformation  $\mathbf{F}$  et de sa décomposition polaire donnée par  $\mathbf{F} = \mathbf{R}\mathbf{U}$ .

Lorsque le **prédicteur élastique**

$$\boldsymbol{\sigma}_e = p_e \mathbf{I} + \mathbf{s}_e \quad (6.42)$$

est en dehors de la surface de charge  $f(\boldsymbol{\sigma}_e, q_0) > 0$  ( $q_0$  étant la valeur de la variable d'hérédité au début de l'incrément i.e.  $q_0 = q(t)$ ), on calcule un **correcteur plastique** :

$$\dot{\boldsymbol{\sigma}} = -\mathcal{H} : \mathbf{D}^p \quad (6.43)$$

Celui-ci permet de modifier l'état de contraintes et la surface de charge  $f$  de manière à respecter la contrainte  $f(t + \Delta t) = 0$ .

Dans le cas des métaux, la plasticité n'étant pas influencée par la pression hydrostatique. La correction plastique intervient uniquement sur la partie déviatorique du tenseur des contraintes :

$$\dot{\mathbf{s}}_{corr} = -2G \mathbf{D}^p \quad (6.44)$$

Grâce à l'hypothèse d'écoulement associé, on peut écrire :

$$D_{ij}^p = \Lambda N_{ij} = \Lambda \frac{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}}{\left( \frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}} : \frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (6.45)$$

où  $N_{ij}$  est la normale unitaire à la surface de charge  $f$ . Dans le cas de la méthode du retour radial, la normale unitaire  $N_{ij}$  est évaluée à l'endroit du prédicteur élastique.

Au terme de la correction plastique, l'état de contrainte doit se trouver sur la surface de charge. On doit donc vérifier la relation :

$$f(J_2(t + \Delta t), \underbrace{\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}^{eq}(t + \Delta t)}_{\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_1^p}) = 0 \quad (6.46)$$



En introduisant 6.45 dans 6.44 et en intégrant, on obtient :

$$s_{corr} = 2GN \underbrace{\int_{t_0}^{t_1} \Lambda(t) dt}_{\Gamma} \quad (6.47)$$

à ce stade, le scalaire  $\Gamma$  demeure inconnu.

De même, à l'aide de 6.28 et 6.32 on peut écrire

$$\dot{\bar{\epsilon}}^{pl} = \sqrt{\frac{2}{3}} \lambda(t) \quad (6.48)$$

on en déduit

$$\bar{\epsilon}_1^{pl} = \bar{\epsilon}_0^{pl} + \sqrt{\frac{2}{3}} \int_{t_0}^{t_1} \Lambda(t) dt = \bar{\epsilon}_0^{pl} + \sqrt{\frac{2}{3}} \Gamma \quad (6.49)$$

Après **correction plastique**, on obtient les relations

$$\begin{cases} s_{ij}^1 &= s_{ij}^e - 2G\Gamma N_{ij} \\ \bar{\epsilon}_1^{pl} &= \bar{\epsilon}_0^{pl} + \sqrt{\frac{2}{3}} \Gamma \end{cases} \quad (6.50)$$

qui permettent d'évaluer le critère de plasticité  $f(s_{ij}^0, \bar{\epsilon}_1^{pl}, \Gamma)$  en termes de la seule inconnue  $\Gamma$ .

À l'exception du cas de l'écroutissage linéaire isotrope,  $\sigma_Y = \sigma_Y^0 + h\bar{\epsilon}^{pl}$  où  $h$  est le coefficient d'écroutissage, pour lequel il existe une solution analytique :

$$\Gamma = \frac{\sqrt{s_{ij}^0 s_{ij}^0} - \sqrt{\frac{2}{3}} \sigma_Y (\bar{\epsilon}_0^{pl})}{2G \left(1 + \frac{h}{3G}\right)} \quad (6.51)$$

on utilise la méthode de Newton-Raphson pour trouver la solution de ces équations.

### Les matériaux hypoélastiques viscoplastiques [82]

Il est possible d'étendre la méthode décrite ci-dessus aux matériaux élasto-viscoplastiques. Dans ce cas, le tenseur taux de déformations viscoplastiques est donné par :

$$D_{ij}^{vp} = \Lambda N_{ij} \quad (6.52)$$

avec pour le modèle de Perzyna :

$$\Lambda = \sqrt{\frac{3}{2}} \left\langle \frac{\bar{\sigma} - \sigma_Y}{\eta (\bar{\varepsilon}^{vp})^{\frac{1}{m}}} \right\rangle \quad (6.53)$$

Contrairement au cas élastoplastique, dans le cas élasto-viscoplastique, on peut sortir de la surface de plasticité et avoir  $f(\boldsymbol{\sigma}, \mathbf{q})$ . On autorise donc un overstress :

$$d = \bar{\sigma} - \sigma_Y = \eta (\bar{\varepsilon}^{vp})^{\frac{1}{n}} (\dot{\varepsilon}^{vp})^{\frac{1}{m}} \quad (6.54)$$

Il n'y a donc plus de condition de consistance  $f = 0$ . Cependant, nous avons à notre disposition la relation :

$$\bar{f} = \bar{\sigma} - \sigma_Y - \eta (\bar{\varepsilon}^{vp})^{\frac{1}{n}} (\dot{\varepsilon}^{vp})^{\frac{1}{m}} = 0 \quad (6.55)$$

Le système d'équations à résoudre s'écrit :

$$\begin{cases} s_{ij}^1 & = s_{ij}^e - 2G\Gamma N_{ij} \\ \dot{\varepsilon}^{vp} & = \sqrt{\frac{2}{3}}\Gamma \\ \bar{\varepsilon}_1^{vp} & = \bar{\varepsilon}_0^{vp} + \Delta \dot{\varepsilon}^{vp} \Delta t = \bar{\varepsilon}_0^{vp} + \sqrt{\frac{2}{3}}\Gamma \\ \bar{f}(\Gamma, s_{ij}, \bar{\varepsilon}^p, \dot{\varepsilon}^p) & = 0 \end{cases} \quad (6.56)$$

Comme dans le cas élastoplastique, il est possible d'exprimer la dernière équation de 6.56 en termes de  $\Gamma$ . La seule inconnue du système est donc la variable  $\Gamma$ . On utilise la méthode de Newton-Raphson pour trouver une solution numérique aux équations.

Cependant, en associant une loi d'écrouissage linéaire isotrope

$$\sigma_Y = \sigma_Y^0 + h\bar{\varepsilon}^{vp} \quad (6.57)$$

aux paramètres  $n = \infty$  et  $m = 1$ , on obtient la solution analytique suivante [82] :

$$\Gamma = \frac{\sqrt{s_{ij}^e s_{ij}^e} - \sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_Y^0}{2G \left(1 + \frac{h}{3G} + \frac{\eta}{3G\Delta t}\right)} \quad (6.58)$$

## 6.2.5 Modélisation du fluide

Afin de pouvoir modéliser les expériences de Bech [9] mettant en évidence les conditions d'apparition du micro-hydrodynamisme, on doit pouvoir modéliser le comportement d'un fluide newtonien.

Une manière de procéder pour approcher un comportement Newtonien est d'utiliser le modèle de Perzyna décrit dans la section précédente. En effet, si dans 6.55 on impose  $\sigma_Y = 0$  (et donc  $h = 0$ ),  $n = \infty$  et  $m = 1$ , on a la relation :

$$\bar{\sigma} = \eta \dot{\varepsilon}^{vp} \quad (6.59)$$

où  $\eta$  représente la viscosité du lubrifiant.

Bien que l'on se trouve dans un cas où la méthode du retour radial fournit une solution analytique, le nombre d'opérations à effectuer est important. En effet, plusieurs paramètres doivent être évalués pour calculer l'état de contrainte final : le prédicteur élastique, la normale unitaire à la surface de charge au droit du prédicteur élastique et enfin le paramètre  $\Gamma$ .

Dans un premier temps, lors de la mise au point des cas tests de validation fluide, c'est le modèle de Perzyna qui était utilisé. Celui-ci donnait des résultats très proches de solutions analytiques et numériques de références pour les différents cas tests étudiés. Cependant, pour des raisons de temps de calcul, l'utilisation de cette loi matériau a été abandonnée au profit de la loi de Norton-Hoff [31, 35].

$$s_{ij} = 2\eta D_{ij} \left( \sqrt{3} \sqrt{\frac{2}{3} D_{lk} D_{lk}} \right)^{m-1} = 2\eta D_{ij} (\sqrt{3} \dot{\varepsilon})^{m-1} \quad (6.60)$$

où

- $\eta$  est la viscosité dynamique
- $D_{ij}$  est le tenseur taux de déformation
- $m$  est le coefficient de sensibilité à la vitesse de déformation
- $\dot{\varepsilon}$  la vitesse de déformation équivalente

Dans le cas où  $m = 1$ , la loi de Norton-Hoff s'écrit :

$$s_{ij} = 2\eta D_{ij} \quad (6.61)$$

Cette relation explicite permet de modéliser un fluide newtonien.

La pression est calculée de manière incrémentale comme lors de l'utilisation de la méthode du retour radial. La pression  $p_1$  à la fin du pas de temps est donnée par

$$p_1 = p_0 + K \text{trace}(\Delta \mathbf{e}) \quad (6.62)$$

où  $p_0$  est la pression au début du pas de temps.

### 6.2.6 Type d'éléments finis utilisés

Dans la section précédente, on a décrit comment intégrer les équations élastoplastiques et élasto-viscoplastiques. Celles-ci permettent de déterminer les contraintes au sein du matériau en fonction de grandeurs cinématiques locales. Ces contraintes sont nécessaires pour évaluer le vecteur des forces internes (cfr. équation 6.17 page 159) utilisé dans le système d'équations d'équilibre 6.15 (cfr. page 159).

Le calcul de l'intégrale permettant de déterminer les forces internes sur un élément fini est approché par une somme pondérée de l'expression à intégrer évaluée en différents points de l'élément. Il s'agit de la méthode de quadrature de Gauss.

Dans Metafor, on utilise des éléments isoparamétriques bilinéaires à base cinématiquement admissible. Les positions sont interpolées de manière bilinéaire. Celles-ci sont rentables du point de vue du temps de calcul car il est possible de calculer analytiquement l'inverse de la matrice jacobienne et la matrice  $\mathbf{B}$  des dérivées des fonctions de forme [82].

Dans le cas de simulations bidimensionnelles, on utilise 4 points de Gauss sur chacun des éléments. Lorsque la déformation inélastique est largement supérieure à la déformation élastique, comme c'est généralement le cas en plasticité des métaux soumis à de grandes déformations, le volume des éléments ne peut varier de manière significative. En effet, les déformations inélastiques liées à la viscoplasticité  $J_2$  n'engendrent pas de variation de volume. Ceci induit donc des contraintes entre les degrés de liberté de l'élément considéré. Ceux-ci ne sont donc plus indépendants. Dans ce cas de figure, lorsque les contraintes sont évaluées aux 4 points de Gauss, on est confronté au phénomène de locking. Ceci se traduit par une augmentation artificielle de la raideur de la structure. Une solution pour contourner ce problème est de faire appel à la sous intégration complète des éléments. Dans cette méthode, les contraintes sont intégrées sur un seul point de Gauss unique situé au centre des éléments. Cependant, cette méthode engendre des modes sabliers qui induisent une dégénérescence du maillage [82]. Une autre méthode permettant de s'affranchir du phénomène de locking consiste à effectuer une sous intégration partielle, dite sélective, des éléments : la pression est considérée comme constante sur chacun des éléments et est calculée en leur centre. Le déviateur des contraintes est lui intégré sur 4 points de Gauss. Dans ce cas, le calcul du vecteur des forces internes est effectué de la manière suivante :

$$\mathbf{F}^{int} = \underbrace{\int_{V(t)} \mathbf{B}^T \mathbf{s} dV}_{4 \text{ points d'intégration en 2D}} + \underbrace{\int_{V(t)} p \mathbf{B}^T \mathbf{I} dV}_{1 \text{ point d'intégration}} \quad (6.63)$$

Les éléments finis intégrés grâce à cette méthode sont appelés SRI (*Selective Reduced Integration*). À quelques exceptions près, ce sont ces éléments qui sont principalement utilisés pour intégrer la loi de Norton-Hoff en leur sein.

La méthode SRI peut entraîner des erreurs dues à la mauvaise approximation du volume des éléments lors du calcul de la pression. Cet effet est surtout présent dans des simulations axisymétriques à proximité de l'axe de symétrie. La solution utilisée dans Metafor pour résoudre ce problème est de calculer l'intégrale des termes relatifs à la pression sur les points de Gauss déviatoriques. Dans ce cas, l'incrément de pression sur le pas de temps est déterminé au centre de l'élément et est ensuite reporté vers les points de Gauss déviatoriques pour le calcul des forces internes. Ces éléments sont appelés SRIPR.

### 6.2.7 Formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien

Lorsqu'on utilise la méthode des éléments finis, il est possible de faire appel à 3 types de formalismes : la formulation lagrangienne, eulérienne et arbitraire lagrangienne-eulérienne (ALE).

Dans le cas lagrangien, le maillage suit la matière. Ceci facilite le traitement des matériaux dépendants de l'histoire des déformations subies.

Lorsqu'on utilise la formulation **eulérienne**, le maillage est fixe dans l'espace et la matière se déplace au travers de celui-ci. Cette méthode est essentiellement utilisée en mécanique des fluides. Celle-ci permet donc de conserver des mailles bien conditionnées tout au long du calcul. Il faut cependant, prendre en compte des termes convectifs au sein des équations.

Dans le cas de problèmes d'interaction fluide-structure que l'on traite dans ce travail, les matériaux fluide et solide ont des propriétés très différentes. Par exemple, si on compare le module de cisaillement de l'aluminium, soit  $G = 26$  GPa, à la viscosité maximale du lubrifiant rencontrée dans les expériences d'étirage plan réalisées par Bech [9]  $\eta = 38$  Pa.s, on constate qu'il y a une différence de 9 ordres de grandeur entre ces deux valeurs. Dès lors, des distorsions de maillage apparaîtront rapidement au sein du fluide. Celles-ci vont très vite provoquer un arrêt du calcul suite à des retournements de mailles.

Pour éviter ce genre de problèmes, une solution est d'utiliser le formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien (ALE). Celui-ci permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière.

La formalise ALE avait déjà été implémenté dans Metafor par Ponthot [82] ainsi que par Boman [12] au moment de commencer ce travail. L'approche utilisée dans Metafor est basée sur la partition de l'opérateur Lagrangien-Eulérien. La première étape du calcul du pas de temps est effectuée en formalisme Lagrangien, c'est l'étape **lagrangienne**. Ensuite, la phase **eulérienne** commence. Celle-ci consiste premièrement à repositionner les noeuds du maillage et deuxièmement à transférer les grandeurs nécessaires au bon déroulement du calcul (ex : vitesses et accélérations nodales, grandeurs internes stockées aux points de Gauss : pression hydrostatique, composantes du déviateur des contraintes, déformation plastique

équivalente, etc.) de l'ancien vers le nouveau maillage. Ces deux étapes sont décrites à la figure 6.4. La quasi-totalité des auteurs et codes de calculs utilise cette méthode pour résoudre les équations ALE [12].

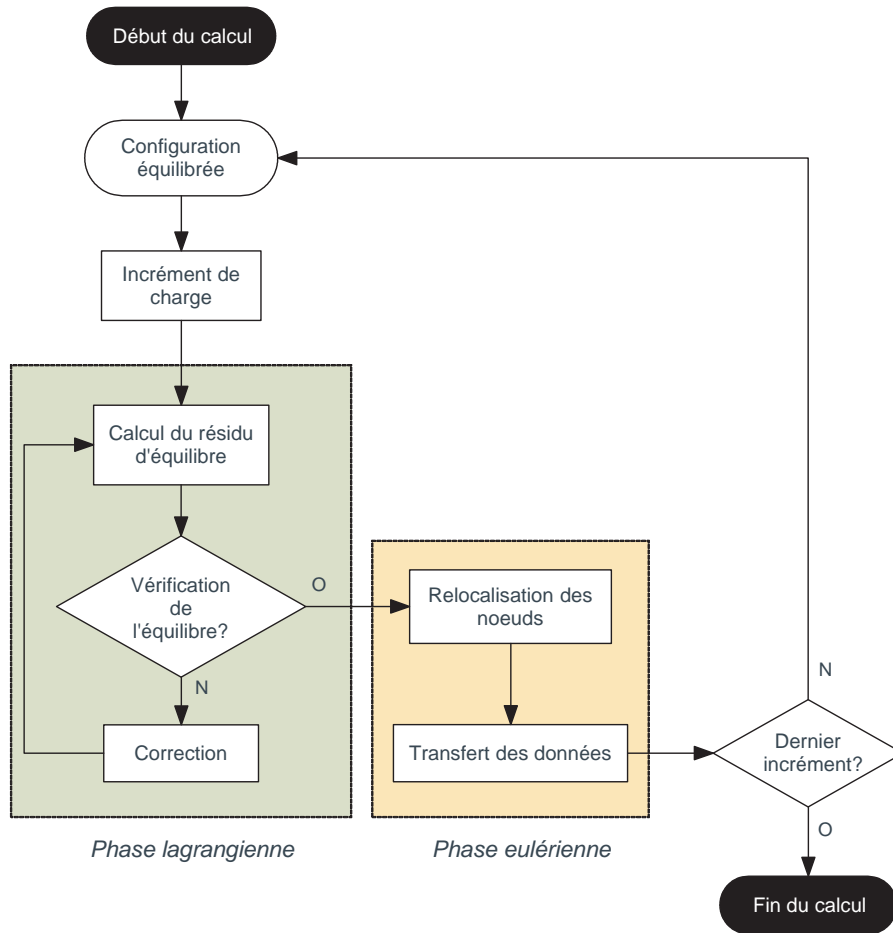


FIGURE 6.4 – Représentation schématique des deux phases de calcul, phase lagrangienne et phase eulérienne, en formalisme ALE [12].

Dans Metafor, deux méthodes de transfert de données peuvent être utilisées : la méthode de Godunov précise au premier ordre ou la méthode de reconstruction linéaire précise au deuxième ordre mais plus coûteuse en temps de calcul [12].

Dans le cadre de ce travail, l'utilisation de la méthode de Godunov s'est avérée suffisante. Celle-ci permet de transférer des grandeurs nodales (ex : vitesses, accélérations, température) ou aux points de Gauss (pression, déviateur des contraintes, déformation plastique équivalente, etc.) à l'aide de la méthode des volumes finis. Pour ce faire, le domaine de calcul est divisé en volumes de contrôle. Ceux-ci entourent chacun des éléments (noeuds ou points de Gauss) contenant les grandeurs à transférer. Cette méthode fait l'hypothèse que le champ à transférer est constant sur chacune des cellules. Un aspect intéressant est la monotonie de la solution : la méthode de transfert ne créera pas d'oscillations dans la solution si celle-ci n'en possède pas initialement [12].

## 6.2.8 Méthode d'intégration temporelle

Pour l'ensemble des cas tests réalisés dans le cadre de cette thèse, on utilise le schéma dynamique implicite de Chung-Hulbert [22]. Celui-ci fait partie de la famille des algorithmes  $\alpha$ -généralisés. Pour ce type d'algorithme, les équations de conservation à résoudre sont mises sous la forme :

$$(1 - \alpha_M) \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}^{n+1} + \alpha_M \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}^n + (1 - \alpha_F) [\mathbf{F}_{\text{int}}^{n+1} - \mathbf{F}_{\text{ext}}^{n+1}] + \alpha_F [\mathbf{F}_{\text{int}}^n - \mathbf{F}_{\text{ext}}^n] = 0$$

où  $\alpha_M$  et  $\alpha_F$  sont des paramètres. Lorsque

- $\alpha_M = \alpha_F = 0$ , on retrouve le schéma de Newmark [77]
- $\alpha_M = 0$ , on obtient le schéma de Hilber-Hugues-Taylor [46]
- $\alpha_F = 0$ , correspond au schéma de Wood-Bossak-Zienkiewicz [107]

Les relations entre les positions, vitesses et accélérations sont données par les relations classiques de Newmark :

$$\mathbf{x}^{n+1} = \mathbf{x}^n + \Delta t \dot{\mathbf{x}}^n + \left(\frac{1}{2} - \beta\right) \Delta t^2 \ddot{\mathbf{x}}^n + \beta \Delta t^2 \ddot{\mathbf{x}}^{n+1} \quad (6.64)$$

$$\dot{\mathbf{x}}^{n+1} = \dot{\mathbf{x}}^n + (1 - \gamma) \Delta t \ddot{\mathbf{x}}^n + \gamma \Delta t \ddot{\mathbf{x}}^{n+1} \quad (6.65)$$

où  $\beta$  et  $\gamma$  sont également des paramètres du schéma. Dans Metafor, les valeurs par défaut du schéma de Chung-Hulbert sont fixées à  $\alpha_M = -0.97$ ,  $\alpha_F = 0.01$ ,  $\beta_0 = 0.25$ ,  $\gamma_0 = 0.5$  avec  $\beta = \beta_0 (1 - \alpha_M + \alpha_F)^2$  et  $\gamma = \gamma_0 (1 - 2\alpha_M + 2\alpha_F)^2$ . Ce sont ces valeurs qui ont été utilisées ici. Ces valeurs garantissent, dans le cas élastique linéaire, une précision du second ordre, une dissipation minimale pour les basses fréquences et une dissipation maximale pour les hautes fréquences.

## 6.2.9 Positionnement de Metafor par rapport aux codes fluides

La principale différence entre les équations permettant de modéliser le comportement des solides et celles permettant de traiter les cas fluides vient de la présence d'un terme d'accélération convective dans les équations fluides [111]. Pour pouvoir traiter les écoulements fluides à l'aide de la méthode des éléments finis, ces termes nécessitent l'utilisation de méthodes de stabilisation qui permettent d'éviter les oscillations présentes dans les résultats. D'après Donéa et Huerta [28], la seule manière d'éviter ces oscillations sans utiliser ces techniques de stabilisation et de raffiner la discrétisation spatiale et temporelle.

Cependant, à très faible vitesse, les termes d'accélération convective sont souvent négligeables et les problèmes fluides peuvent être résolus à l'aide de logiciels utilisés pour traiter des cas d'élasticité linéaire [111]. Dans les trois sections suivantes, on montre qu'il est possible de modéliser des écoulements de fluides visqueux à faible vitesse avec Metafor.

## 6.3 Validité du champ de vitesse

Dans cette section, on présente différents cas tests qui démontrent la validité des champs de vitesses et de cisaillement obtenus dans des simulations d'écoulement fluides réalisées avec Metafor. Pour l'ensemble des cas tests décrits dans cette section, on a utilisé une viscosité dynamique  $\eta = 0.3 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  et un module de compressibilité  $K = 1700 \text{ MPa}$ . Ces grandeurs sont représentatives d'une huile de laminage.

### 6.3.1 Écoulement de Couette entre deux plans lisses

Cette première application traite un des écoulements les plus simples que l'on puisse envisager : l'écoulement de Couette entre deux plaques parallèles. Dans le cas considéré ici, la paroi supérieure est animée d'une vitesse horizontale  $v_0 = 1 \text{ mm/s}$ , caractéristique des essais expérimentaux de Bech [9], tandis que la paroi inférieure est fixe.

La géométrie utilisée, ainsi que les dimensions du domaine, sont représentées sur la figure 6.5. Il s'agit d'un système ouvert : le fluide rentre au travers du bord vertical gauche et sort au travers du bord droit.

Dans ce modèle, on a bloqué les déplacements verticaux des noeuds situés sur les bords gauche et droit. Ceci permet d'éviter les effets de bord sur le profil de vitesse en régime établi. D'une certaine manière, cette condition revient à imposer des conditions aux limites périodiques sur la vitesse. Cela permet en effet de prendre en compte la présence du fluide en amont et en aval du domaine de calcul.

On utilise un maillage eulérien : au terme de chaque pas de temps lagrangien, les noeuds sont repositionnés à la place qu'ils occupaient au début de la simulation. Ce maillage est représenté sur la figure 6.6. Celui-ci est constitué de mailles carrées de  $0.1 \text{ mm}$  de côté.

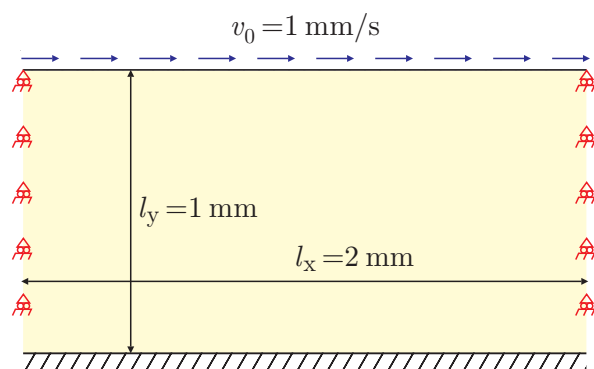


FIGURE 6.5 – Écoulement de Couette : géométrie et conditions aux limites utilisées.

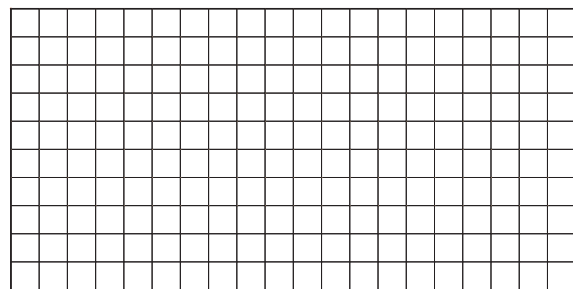


FIGURE 6.6 – Maillage utilisé pour modéliser l'écoulement de Couette. Celui-ci est composé de 200 mailles carrées de  $0.1 \text{ mm}$  de côté.



Le champ de vitesse obtenu en régime établi est présenté sur la figure 6.7. Sur cette figure, on observe que le champ de vitesse est uniforme dans la direction horizontale. De plus, comme on pouvait l'espérer, les lignes de courant sont toutes horizontales. Sur la figure 6.8, on vérifie que le champ de cisaillement  $\tau_{xy}$  est bien uniforme sur l'ensemble du domaine.

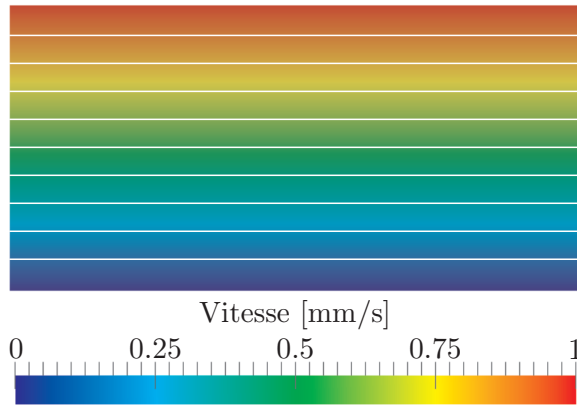


FIGURE 6.7 – Champ de vitesse et lignes de courant obtenus en régime établi.

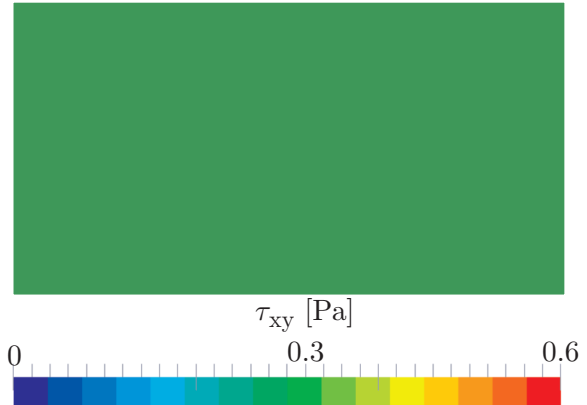


FIGURE 6.8 – Champ de cisaillement en régime établi.

Pour les fluides newtoniens, les profils de vitesse  $V$  et de cisaillement  $\tau_{xy}$  sont donnés par les équations suivantes :

$$V(y) = v_0 \frac{y}{l_y} \quad \tau_{xy} = \mu \frac{v_0}{l_y}$$

On a comparé les profils de vitesse et de cisaillement sur la verticale au centre du domaine aux solutions analytiques. Ces résultats sont indiqués sur les figures 6.9 et 6.10. Sur celles-ci, on constate que les solutions numériques se superposent parfaitement aux solutions analytiques de référence.

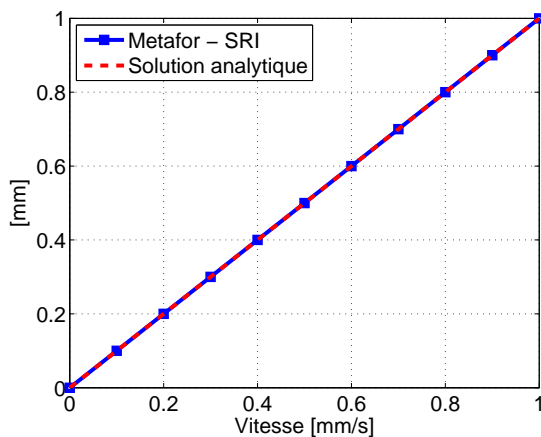


FIGURE 6.9 – Profil de vitesse, en régime établi, sur la verticale au centre du domaine.

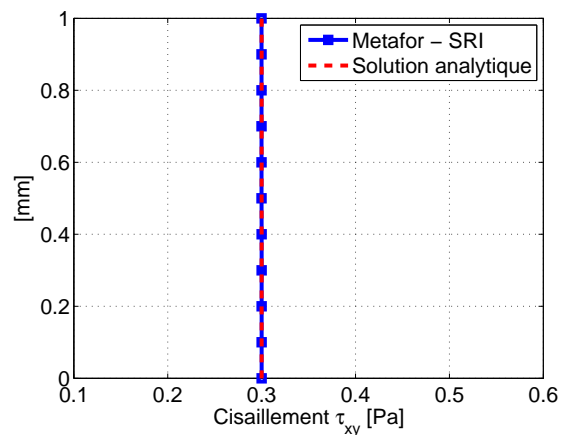


FIGURE 6.10 – Profil de cisaillement  $\tau_{xy}$ , en régime établi, sur la verticale au centre du domaine.

### 6.3.2 Écoulement de Couette entre deux cylindres concentriques

Le deuxième cas que l'on traite est l'écoulement de Couette entre deux cylindres concentriques. La géométrie est représentée sur la figure 6.11.

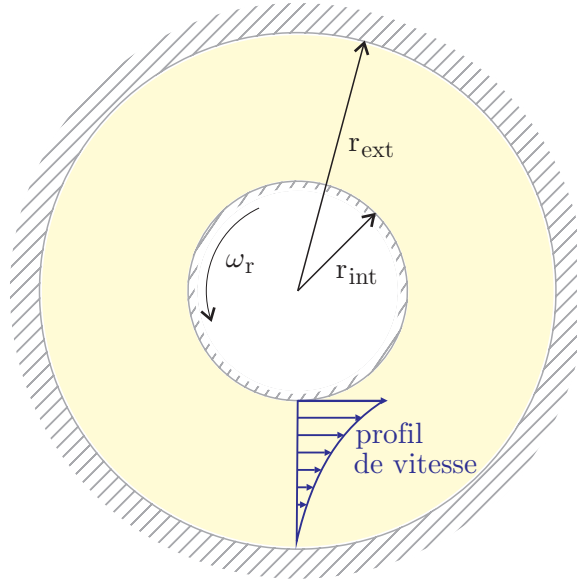


FIGURE 6.11 – Géométrie et conditions aux limites utilisées lors de la modélisation de l'écoulement de Couette entre deux cylindres concentriques.

La taille de l'entrefer est de 1 mm. Le cylindre intérieur est animé d'une vitesse circumférentielle de 1000 mm/s tandis que le cylindre extérieur est fixe. La taille de l'entrefer et la valeur de la vitesse utilisée sont représentatives du viscosimètre utilisé par Vergne [100] lors de mesures de la viscosité dynamique sur des huiles de laminage.

Le maillage utilisé dans cette simulation est représenté sur la partie gauche de la figure 6.12. Celui-ci comprend 20 éléments dans la direction radiale et 120 éléments dans la direction circumférentielle. Comme dans le cas précédent, on utilise un maillage eulérien.

La champ de vitesse en régime établi est représenté sur la partie droite de la figure 6.12. On constate que la vitesse est uniforme dans la direction circumférentielle et que les lignes de courant sont concentriques.

Ici aussi il est possible de déterminer les équations analytiques du champ de vitesse  $V(r)$  et du champ de cisaillement  $\tau_{r\theta}(r)$  [20] :

$$V(r) = \frac{\omega_r r_{int}^2}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \left( r - \frac{r_{ext}^2}{r} \right) \quad (6.66)$$

$$\tau_{r\theta}(r) = \mu \frac{\omega_r r_{int}^2}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \left( 2 \frac{r_{ext}^2}{r} \right) \quad (6.67)$$

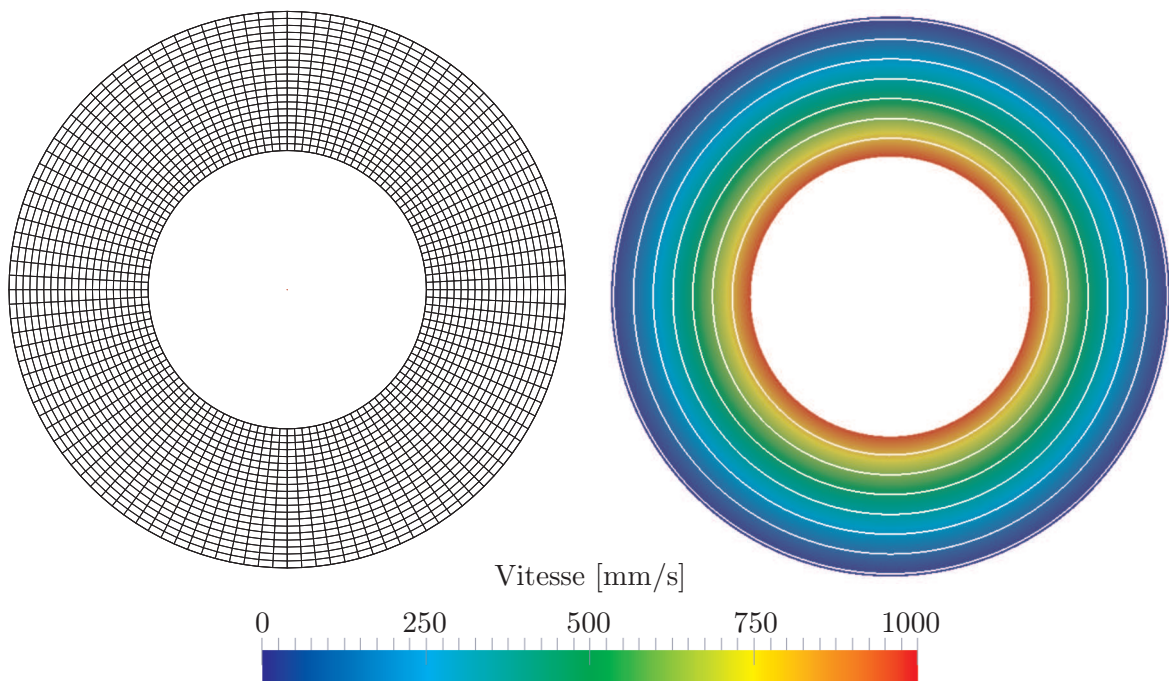


FIGURE 6.12 – À gauche : maillage utilisé lors de la modélisation de l'écoulement dans Metafor ( $20 \times 120$  éléments). À droite : champ de vitesse et lignes de courant obtenus en régime établi.

On a comparé les profils de vitesse et de cisaillement sur la verticale passant par le point bas du domaine (cfr. figure 6.11) aux résultats théoriques. On constate que la solution numérique obtenue avec Metafor se superpose parfaitement à la solution analytique correspondante.

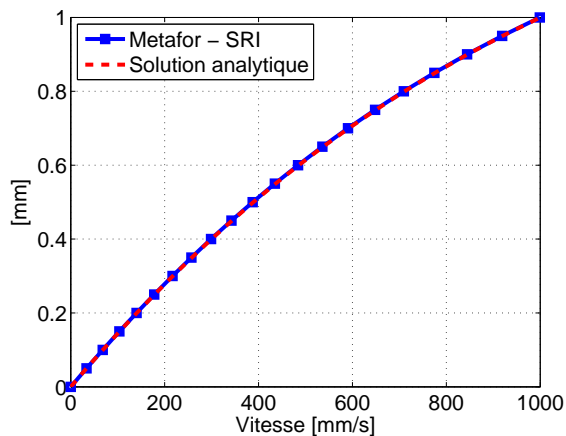


FIGURE 6.13 – Profil de vitesse sur la ligne verticale passant par le point bas du domaine (cfr. figure 6.12) : comparaison des résultats obtenus avec Metafor à la solution analytique de référence.

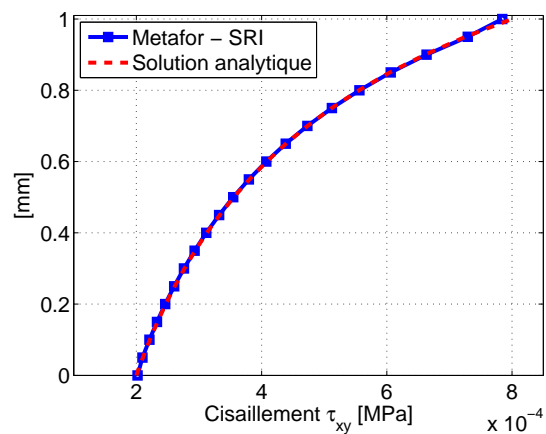


FIGURE 6.14 – Profil de cisaillement sur la ligne verticale passant par le point bas du domaine : comparaison des résultats obtenus avec Metafor à la solution analytique de référence.

### 6.3.3 Écoulement dans une cavité carrée

La modélisation de l'écoulement dans une cavité carrée est un test classique en mécanique des fluides. Celui-ci consiste à étudier le mouvement du fluide qui se déplace dans un domaine carré, sous l'action d'une vitesse horizontale  $v_0 = 1 \text{ mm/s}$  imposée sur la paroi supérieure. La géométrie est représentée sur la figure 6.15. Pour discrétiser le domaine, on a utilisé un maillage uniforme constitué d'éléments carrés de 0.02 mm de côté (cfr. 6.16).

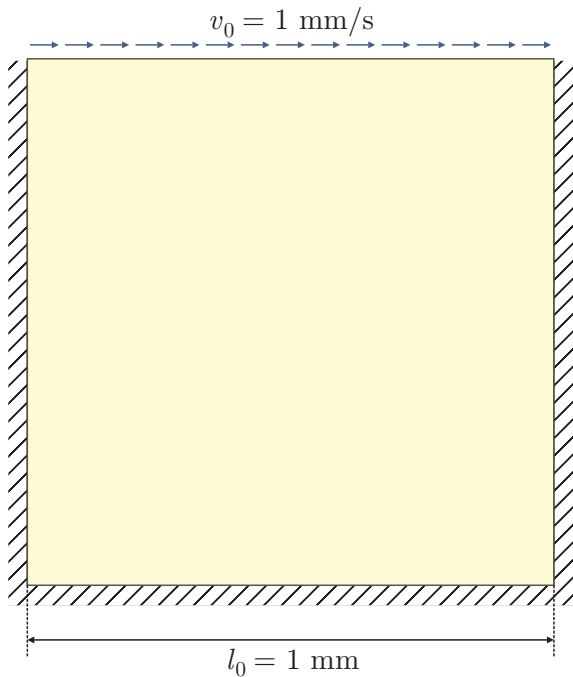


FIGURE 6.15 – Cavité carrée, de 1 mm de côté, remplie de lubrifiant. Une vitesse  $v_0$  de 1 mm/s est imposée sur la paroi supérieure.

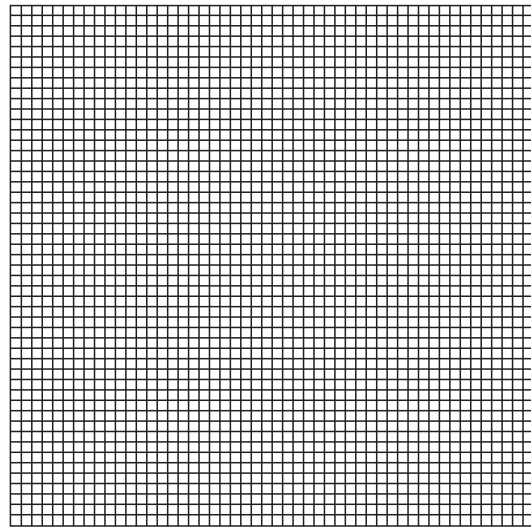


FIGURE 6.16 – Maillage utilisé dans Metafor et OpenFOAM. Celui-ci est constitué de 2500 éléments carrés de 0.02 mm de côté.

Le résultat obtenu avec Metafor en régime établi est indiqué sur la partie droite de la figure 6.17. On a également affiché les lignes de courant sur cette figure. On observe bien une recirculation du fluide dans la totalité de la cavité.

On a aussi effectué cette simulation dans openFOAM [78], un logiciel open source de mécanique des fluides. Ce dernier résout l'écoulement à l'aide de la méthode des volumes finis. Dans cette simulation, on a utilisé la même discrétisation du domaine que dans Metafor. Le champ de vitesse obtenu dans ce cas est représenté sur la partie gauche de la figure 6.17. On observe un bon accord entre les résultats obtenus avec Metafor et ceux donnés par openFOAM.

Sur les figures 6.18 et 6.19, on a représenté le profil de vitesse horizontale  $v_x$  sur la verticale passant par le centre du domaine ainsi que le profil de vitesse verticale  $v_y$  sur l'horizontale passant par le centre du domaine. On a comparé la solution fournie par Metafor, en bleu, avec la solution calculée avec openFOAM, en noir, et une solution numérique de référence issue de Zienkiewicz et al. [111]. On constate, aussi bien pour  $v_x$  que  $v_y$ , que les

trois courbes se superposent parfaitement. Ceci démontre la qualité des résultats obtenus avec Metafor.

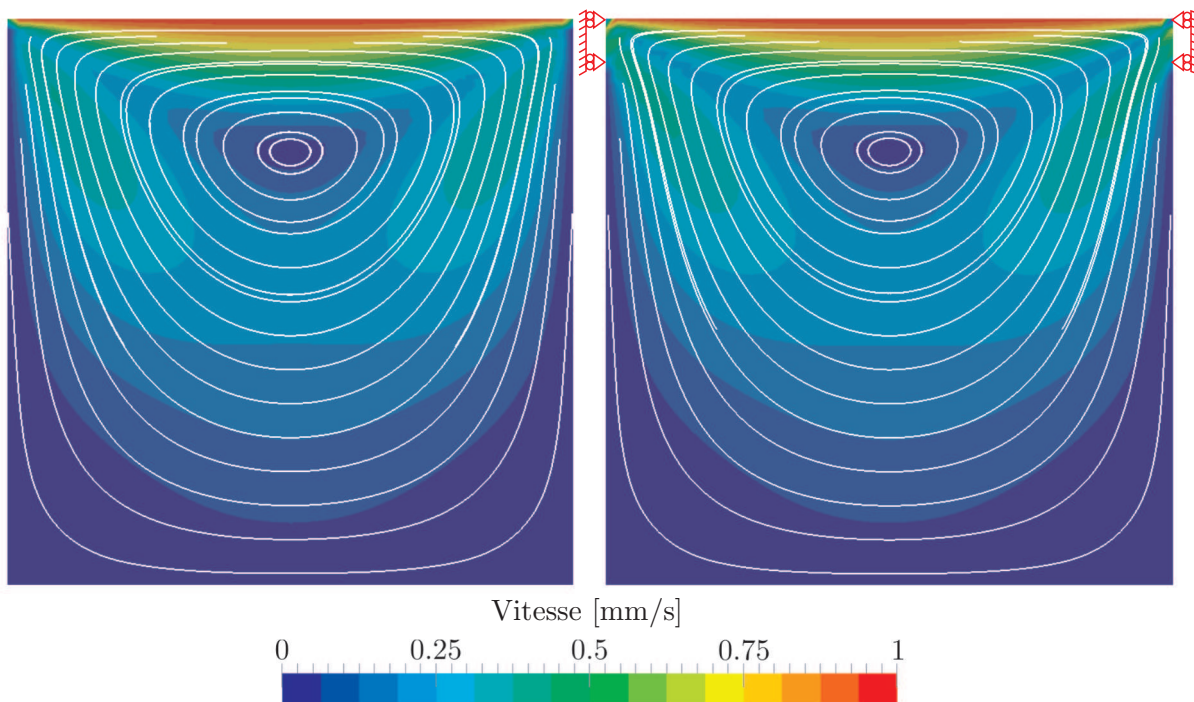


FIGURE 6.17 – Champs de vitesse et lignes de courant obtenus avec openFOAM [78] (à gauche) et Metafor [64] (à droite).

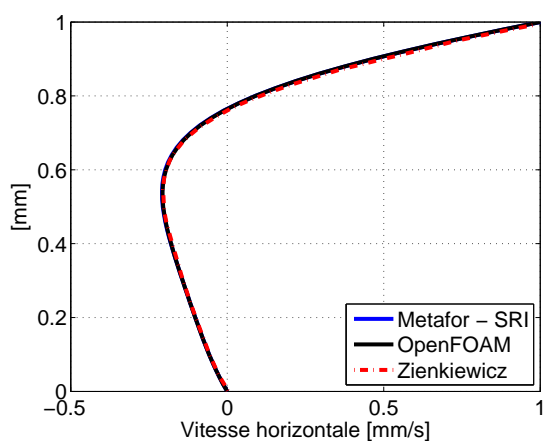


FIGURE 6.18 – Composante horizontale  $v_x$  du profil de vitesse sur la ligne verticale passant par le centre du domaine : comparaison des résultats obtenus avec Metafor à ceux calculés avec openFOAM et une solution numérique de référence.

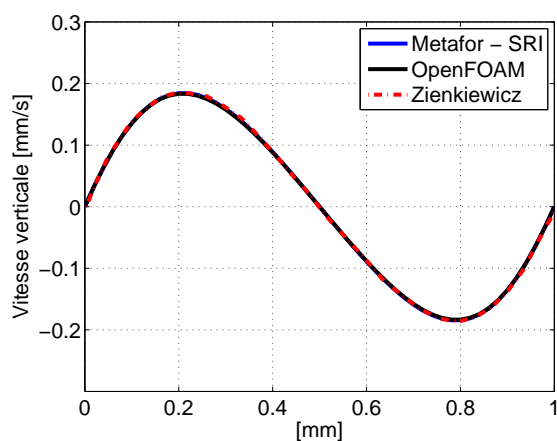
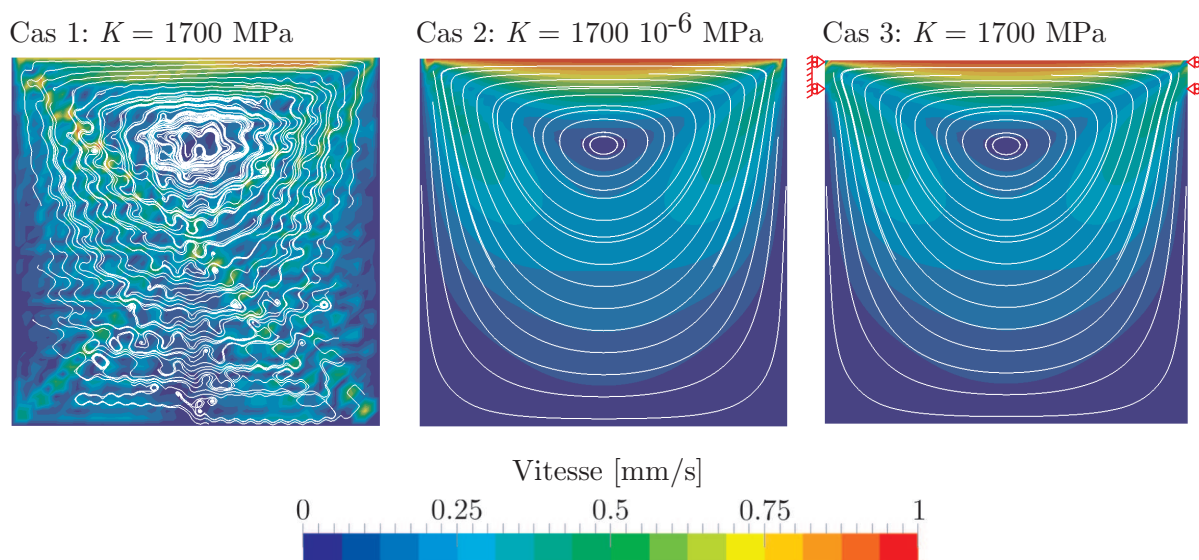


FIGURE 6.19 – Composante verticale  $v_y$  du profil de vitesse sur la ligne horizontale passant par le centre du domaine : comparaison des résultats obtenus avec Metafor à ceux calculés avec openFOAM et une solution numérique de référence.

### 6.3.3.1 Influence d'une valeur élevée du module compressibilité

Les résultats décrits jusqu'ici sont identiques à des solutions numériques obtenues avec des codes fluides. Cependant, la mise au point de ce cas test n'a pas été aisée. En effet, lorsqu'on applique la condition d'adhérence du fluide à la paroi sur la totalité des bords verticaux, on obtient le champ de vitesse représenté sur la partie gauche de la figure 6.20. C'est la valeur élevée du module de compressibilité  $K = 1700$  MPa qui engendre ces perturbations sur la vitesse. En effet, si on effectue la même simulation avec une valeur de  $K$  beaucoup plus faible :  $K = 1700 \cdot 10^{-6}$ , on obtient le champ de vitesse représenté au centre de la figure 6.20. Celui-ci est identique à celui obtenu avec openFOAM. Bien évidemment, l'utilisation d'une valeur aussi faible de  $K$  n'est pas envisageable dans le cadre de la modélisation du micro-hydrodynamisme, qui est l'objectif de cette thèse. La solution pour pouvoir modéliser ce type d'écoulement avec un module de compressibilité représentatif d'une huile de lamina-ge, est de relâcher la condition d'adhérence aux parois sur 10 % des bords verticaux (le déplacement vertical est autorisé tandis que le déplacement horizontal est empêché). Dans ce cas, comme l'indique la partie droite de la figure 6.20 le champ de vitesse n'est que peu influencé par la modification des conditions aux limites.

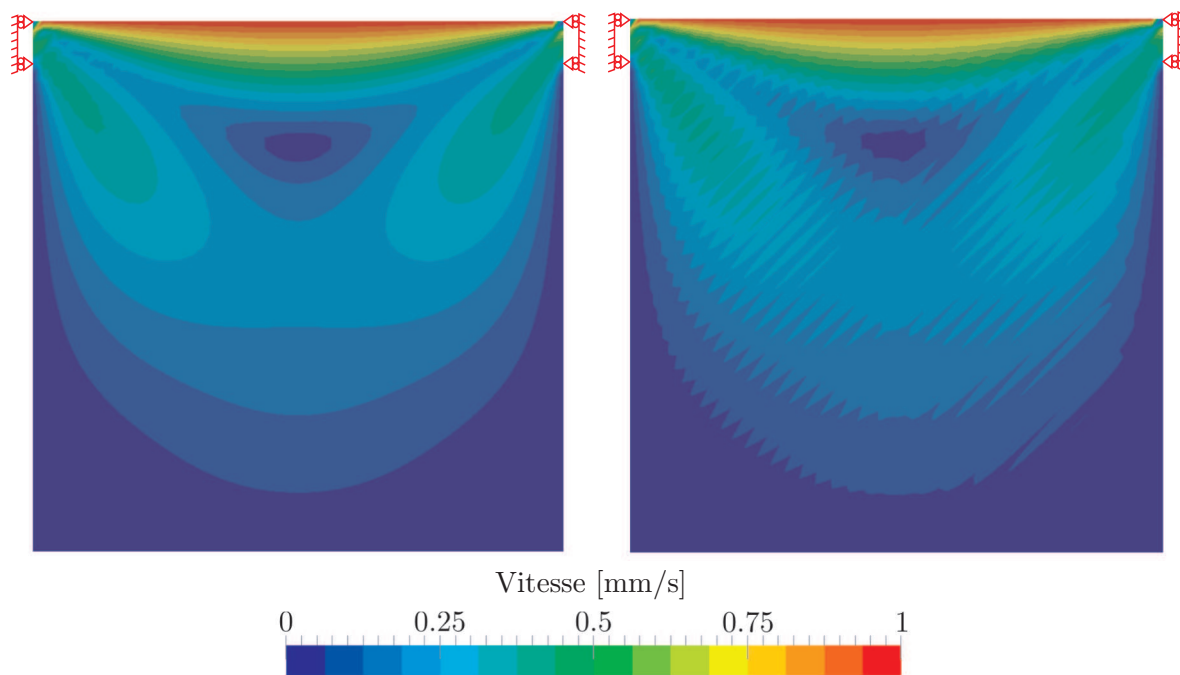


**FIGURE 6.20** – Champ de vitesse et lignes de courant obtenues avec Metafor dans 3 types de conditions. Cas 1 : adhérence du fluide aux parois –  $K = 1700$  MPa. Cas 2 : adhérence du fluide aux parois –  $K = 1700 \cdot 10^{-6}$  MPa. Cas 3 : la condition d'adhérence du fluide aux parois a été relâchée sur 10 % de la hauteur au niveau des coins supérieurs –  $K = 1700$  MPa.

### 6.3.3.2 Influence du type d'éléments : SRI vs SRIPR

La méthode d'intégration spatiale des éléments utilisés dans la simulation a également une influence sur la solution numérique. Les résultats présentés dans cette section ont été obtenus avec des éléments de type SRI. En utilisant des éléments de type SRIPR, pour lesquels la pression est calculée au centre des éléments et ensuite reportée vers les points de Gauss déviatoriques pour le calcul des forces internes, on obtient des oscillations dans le champ de vitesse en régime établi. Ces oscillations sont représentées sur la partie droite de la figure 6.21.

Sur la figure 6.22, on constate que la composante horizontale de la vitesse,  $v_x$ , n'est pas affectée. Par contre, la composante verticale de la vitesse,  $v_y$ , est quant à elle impactée (cfr. figure 6.23). Ces oscillations sont vraisemblablement engendrées par variations locales du champ de pression au sein d'un même élément. En effet, dans le cas des éléments SRIPR, la pression est stockée aux points de Gauss déviatoriques. Dès lors en ALE, après la phase de transfert de l'étape eulérienne, la pression sur les éléments peut varier d'un point de Gauss à l'autre contrairement au cas des éléments SRI où la pression est toujours constante sur un élément.



**FIGURE 6.21** – Comparaison des champs de vitesse obtenus avec deux méthodes d'intégrations des éléments de Metafor. À gauche : les résultats ont été obtenus avec des éléments de type SRI. À droite : des éléments de type SRIPR ont été utilisés.

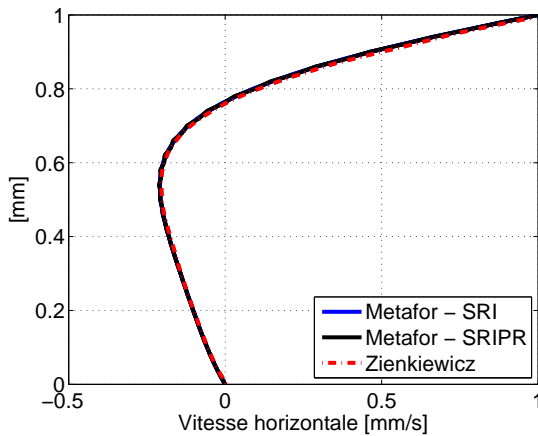


FIGURE 6.22 – Composante horizontale  $v_x$  du profil de vitesse sur la ligne verticale passant par le centre du domaine : comparaison des résultats obtenus avec deux types d'éléments SRI et SRIPR.

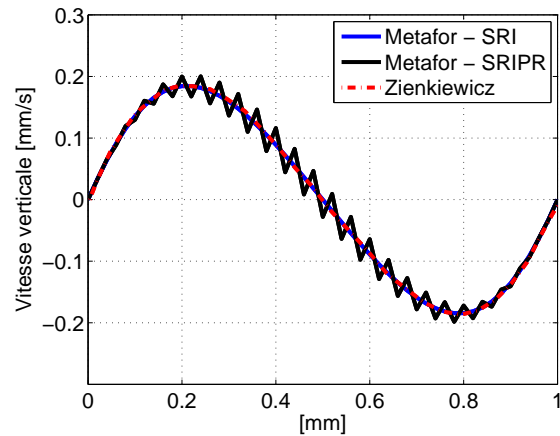


FIGURE 6.23 – Composante verticale  $v_y$  du profil de vitesse sur la ligne horizontale passant par le centre du domaine : comparaison des résultats obtenus avec deux types d'éléments SRI et SRIPR.

## 6.4 Vérification de la validité du champ de pression

Maintenant que l'on a vérifié la validité des champs de vitesse et de cisaillement sur des écoulements simples, on valide le calcul de la pression hydrodynamique. Pour ce faire, on étudie des écoulements dans un coin d'huile et dans un patin de Rayleigh. Les résultats obtenus sont décrits dans les paragraphes ci-dessous.

### 6.4.1 Coin d'huile

Dans cette section, on a étudié l'écoulement d'un film de lubrifiant entre deux plaques non parallèles. La géométrie considérée est représentée sur la figure 6.24. La plaque inférieure subit un déplacement horizontal à vitesse  $v_0$ . La plaque supérieure quant à elle, est immobile et inclinée d'un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontale.

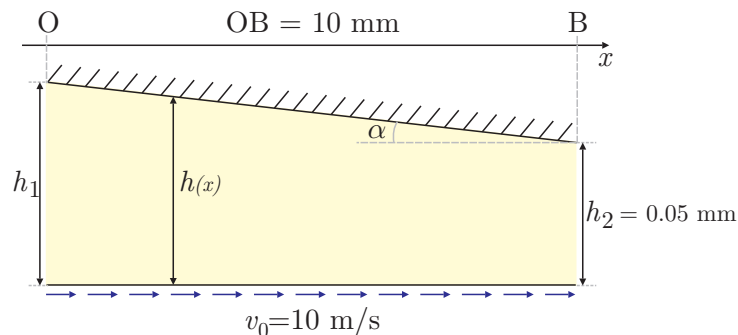


FIGURE 6.24 – Écoulement entre deux plaques non parallèles : géométrie et conditions aux limites.



Lorsque l'épaisseur hors plan de la géométrie est infinie, l'intégration de l'équation de Reynolds donne l'expression analytique du champ de pression suivant [32] :

$$p(x) = \frac{6\eta v_0}{\tan(\alpha)} \left[ \frac{1}{h} - \frac{1}{h^2} \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2} - \frac{1}{h_1 + h_2} \right] \quad (6.68)$$

On peut adimensionnaliser cette expression. La pression adimensionnelle  $\bar{p}$  s'écrit [32] :

$$\bar{p}(x) = p(x) \frac{h_2^2}{\eta v_0 OB} \quad (6.69)$$

L'intégration du profil de pression donne la charge verticale qui peut être supportée par le système. Pour une épaisseur hors plan  $L$ , celle-ci s'écrit [32] :

$$W = \frac{6\eta v_0 LB^2}{h_2^2 (a-1)^2} \left( \ln(a) - 2 \frac{a-1}{a+1} \right) \quad (6.70)$$

où  $a = \frac{h_1}{h_2}$

La charge adimensionnelle est donnée par :

$$\bar{W} = W \frac{h_2^2}{\eta v_0 OB} \quad (6.71)$$

La simulation a été effectuée dans Metafor pour différentes valeurs du rapport  $a$ . Le maillage n'est pas représenté ici car la géométrie considérée est fort allongée. Celui-ci comprend 500 éléments sur la largeur et 10 éléments sur l'épaisseur. Ceux-ci sont répartis de manière uniforme sur la frontière. Les mailles ont été générées à l'aide d'un mailleur transfini.

Sur la figure 6.25, on a comparé le profil de pression adimensionnelle  $\bar{p}$  obtenu avec Metafor à la solution analytique de référence pour 3 valeurs du paramètre  $a$ . On constate que les profils obtenus avec Metafor se superposent parfaitement à ceux fournis par la solution analytique.

On a également comparé la charge verticale adimensionnelle  $\bar{W}$ , obtenue en intégrant le profil de pression calculé avec Metafor à la courbe fournie par la solution analytique (cfr. figure 6.26). Cette fois, la comparaison a été obtenue avec 12 valeurs différentes du paramètre  $a$ . Encore une fois, on a constaté un très bon accord entre les résultats numériques obtenus avec Metafor et ceux prédits par la théorie.

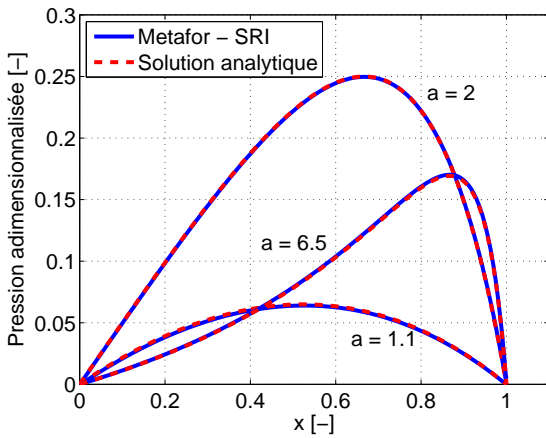


FIGURE 6.25 – Profils de pression adimensionnelle obtenus, lors de l’écoulement d’un fluide newtonien entre deux plaques non parallèles, pour 3 valeurs du rapport  $a = h_1/h_2$ . Comparaison de la solution numérique obtenue avec Metafor à la solution analytique de référence.

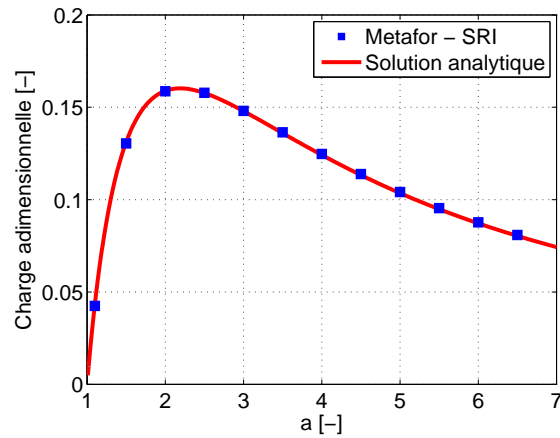


FIGURE 6.26 – Charge verticale adimensionnelle générée lors de l’écoulement d’un fluide newtonien entre deux plaques non parallèles. Comparaison de la solution numérique obtenue avec Metafor à la solution analytique de référence.

### 6.4.2 Patin de Rayleigh

Un patin échelon dit patin de Rayleigh permet, à l’instar du coin d’huile, de générer de la portance hydrodynamique. La géométrie du patin est représentée sur la figure 6.27.

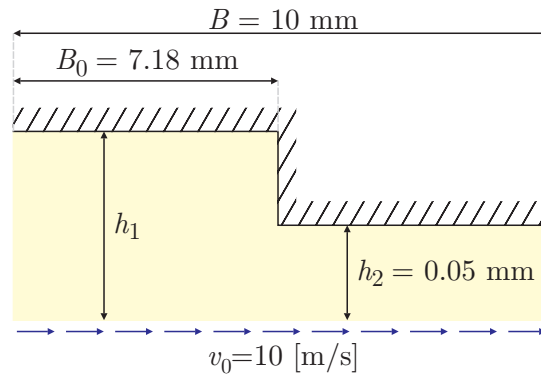


FIGURE 6.27 – Géométrie du patin de Rayleigh et conditions aux limites utilisées dans la simulation.

Celui-ci est composé d’une région d’entrée d’épaisseur  $h_1$  et d’une région de sortie d’épaisseur  $h_2$ . Il y a donc une discontinuité entre ces deux régions. Celle-ci se situe au point d’abscisse  $B_0$ .

Comme dans le cas du coin d’huile, la plaque inférieure est animée d’une vitesse horizontale  $v_0$  tandis que la plaque supérieure est fixe.

Dans le cas présent, le profil de pression est linéaire par morceaux : celui-ci passe de 0 sur les bords gauche et droit du domaine à  $p_m$ , la pression maximale, au droit de la discontinuité. L'expression analytique de  $p_m$  est donnée par [32] :

$$p_m = \frac{6\eta\nu_0 B s(1-s)(a-1)}{h_2^2 (a^3(1-s) + s)} \quad (6.72)$$

où  $a = h_1/h_2$  et  $s = B_0/B$ .

La charge  $W$  s'écrit :

$$W = LB \frac{p_m}{2} \quad (6.73)$$

où  $L$  est l'épaisseur hors plan.

La pression adimensionnelle  $\bar{p}$  et la charge adimensionnelle  $\bar{W}$  sont obtenues en multipliant les relations 6.72 et 6.73 par le facteur  $h_2^2/(\eta\nu_0 LB^2)$ .

Ici aussi on a représenté le profil de pression adimensionnelle pour trois valeurs du paramètre  $a = h_1/h_2$  (cfr. figure 6.28). On constate que le profil de pression est linéaire dans les zones d'épaisseur  $h_1$  et  $h_2$  et que le maximum est atteint au droit de la discontinuité en  $x = B_0$ . Pour les trois valeurs de  $a$  choisies 1.1, 2 et 6.5 le profil de pression obtenu avec Metafor se superpose parfaitement à la solution fournie par l'intégration des équations de Reynolds.

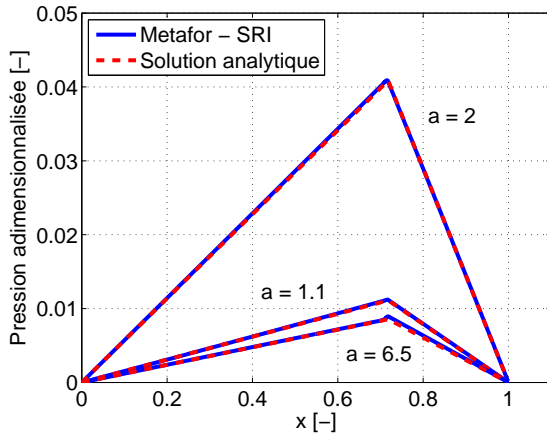


FIGURE 6.28 – Profils de pression adimensionnelle obtenus pour 3 valeurs du rapport  $a = h_1/h_2$ . Comparaison de la solution numérique obtenue avec Metafor à la solution analytique de référence.

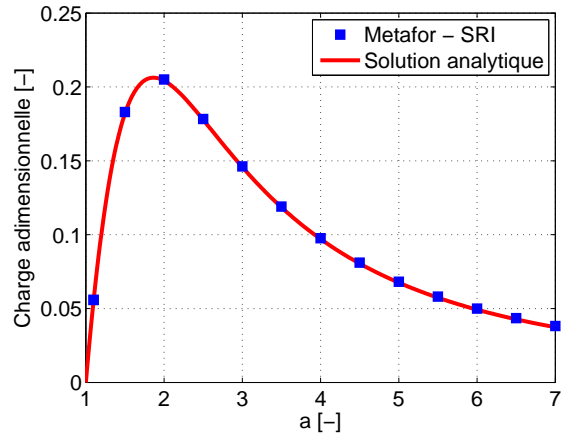


FIGURE 6.29 – Charge verticale adimensionnelle en fonction du rapport  $a = h_1/h_2$ . Comparaison de la solution numérique obtenue avec Metafor à la solution analytique de référence.

On a également comparé la charge obtenue en intégrant le profil de pression calculé par Metafor à la charge calculée à l'aide de la solution analytique de l'équation de Reynolds. Cette dernière permet de tracer l'évolution de la charge en fonction de  $a$  ( $h_2 = 0.05$  mm). Les simulations ont été réalisées par 13 valeurs différentes de  $a$ . Chacune d'elle fournit une solution qui se superpose à la solution donnée par la solution analytique.

On a tracé le champ de vitesse ainsi que les lignes de courant, dans une région de 0.2 mm autour de la discontinuité, dans le cas où  $a$  vaut 1.8. C'est cette valeur qui génère la portance hydrodynamique maximale. Sur la figure on a représenté le maillage transfini utilisé dans la zone considérée. Les mailles ont les dimensions suivantes :  $2 \cdot 10^{-3}$  mm de large et  $5 \cdot 10^{-3}$  mm de haut.

Sur la figure 6.31 on constate que les lignes de courant en amont et en aval de la discontinuité sont parfaitement parallèles. On note la présence d'une zone de recirculation en amont de la discontinuité. Cet exemple montre que Metafor est capable de représenter ce genre de phénomène.

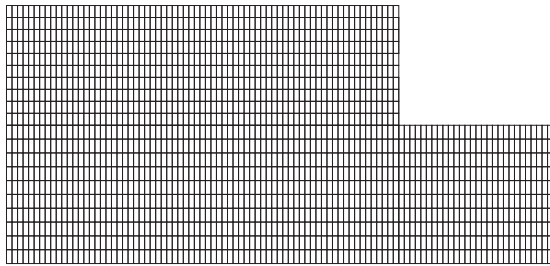


FIGURE 6.30 – Maillage transfini utilisé pour discrétiser la zone située autour de la discontinuité du patin de Rayleigh.

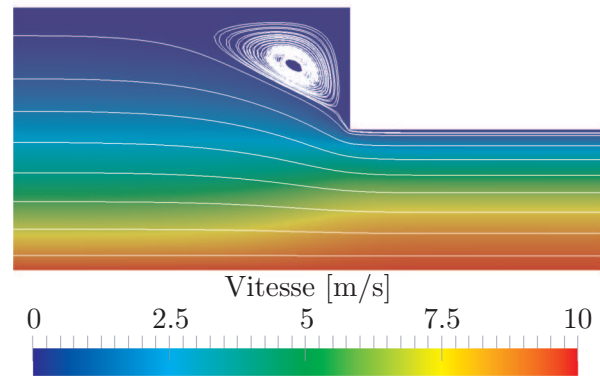


FIGURE 6.31 – Champ de vitesse et lignes de courant, obtenus en régime établi, à l'aide de Metafor. L'épaisseur du film en sortie,  $h_2$ , est de 0.05 mm et la paramètre  $a$  vaut 1.866.

## 6.5 Interaction fluide-structure

Dans les paragraphes précédents, on a démontré qu'il était possible de modéliser l'écoulement d'un fluide visqueux, à faible Reynolds, à l'aide du logiciel Metafor. Dans cette section, on montre qu'il est également possible d'effectuer des simulations d'interactions fluide-structure et que les résultats obtenus sont proches de ceux présentés dans la littérature.

Les simulations d'interactions fluide-structure permettent de traiter des problèmes dans lesquels une structure solide interagit avec le fluide qui l'entoure. Ces problèmes sont de nature très variée, cela peut aller de l'interaction entre un coque de bateau et le fluide environnant à l'écoulement du sang dans des artères (Crosetto [25]) en passant par l'étude de l'écoulement de l'air autour d'ailes d'avions (Haase [41]).

Ces simulations peuvent être classées en deux catégories : l'**approche monolithique** et l'**approche partitionnée**. Dans le cas de l'approche monolithique, les équations relatives au fluide et au solide sont introduites dans un seul système d'équations. Celui-ci permet de modéliser l'ensemble du problème. L'avantage de cette méthode est qu'elle permet de vérifier aisément les conditions de compatibilité à l'interface entre le fluide et le solide. L'inconvénient est qu'il faut beaucoup de ressources et d'expertises pour développer et maintenir ce type de code [48].

L'approche partitionnée consiste à calculer de manière séquentielle des solutions sur le domaine fluide et le domaine solide dans deux codes de calculs différents. Dans ce cas, il faut effectuer le transfert des conditions d'interface d'un code à l'autre à chaque étape du calcul. L'avantage de cette approche est de pouvoir utiliser des codes existants qui ont été développés spécifiquement pour traiter des cas fluides ou solides.

Au sein de l'approche partitionnée, on distingue l'**approche implicite** pour laquelle différentes simulations fluides et solides sont effectuées à l'instant  $t_n$  avant de passer au calcul de la solution en  $t_{n+1}$  (cfr. figure 6.32). Celle-ci est plus robuste, mais plus coûteuse que l'**approche explicite** pour laquelle aucun contrôle de la convergence du système complet n'est effectué [91].

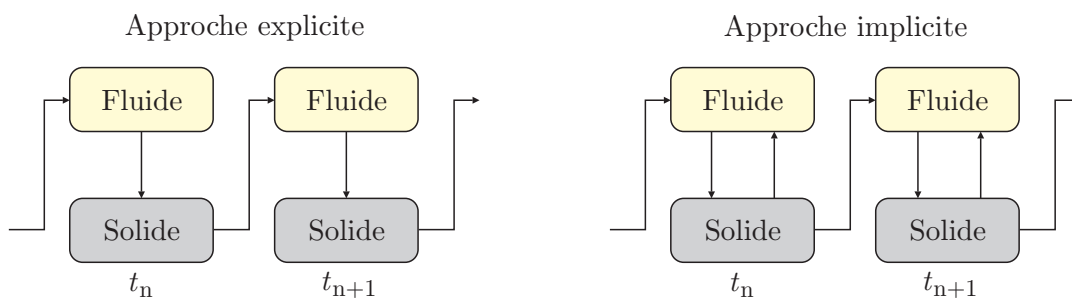


FIGURE 6.32 – Vue schématique de l'approche partitionnée explicite et de l'approche partitionnée implicite.

L'**approche monolithique** est généralement plus robuste que l'approche partitionnée. Cette dernière peut diverger rapidement lors de la modélisation de phénomène transitoire [45]. C'est l'approche monolithique qui est retenue ici. Le fluide et le solide sont traités simultanément dans les simulations réalisées avec Metafor.

### 6.5.1 Description du cas test

Dans le modèle présenté ici (cfr. figure 6.33), on étudie l'écoulement d'un fluide visqueux autour d'un obstacle déformable. L'obstacle est une poutre en caoutchouc située en amont du rétrécissement de la section. Le matériau qui compose cet obstacle déformable a un module de Young de  $E_S = 2.3 \text{ MPa}$ , un coefficient de Poisson  $\nu_S = 0.45$  et une densité  $\rho_S = 1500 \text{ kg/m}^3$ . Le fluide considéré dans ce modèle est une huile de silicone. Celle-ci a une viscosité  $\eta_F = 0.145 \text{ Pa.s}$  et une densité  $\rho_F = 956 \text{ kg/m}^3$ . Le module de compressibilité de  $1700 \text{ MPa}$ .

Un profil de vitesse parabolique est imposé sur le bord gauche du domaine. La valeur de la vitesse maximale en entrée varie suivant la loi :

$$\begin{cases} V_{\max}(t) = \frac{0.06067}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi t}{10}\right)\right) & \text{pour } t \leq 10 \text{ s} \\ V_{\max}(t) = 0.06067 & \text{pour } t > 10 \text{ s} \end{cases} \quad (6.74)$$

Les dimensions des différents éléments de la géométrie sont indiquées sur la figure 6.33.

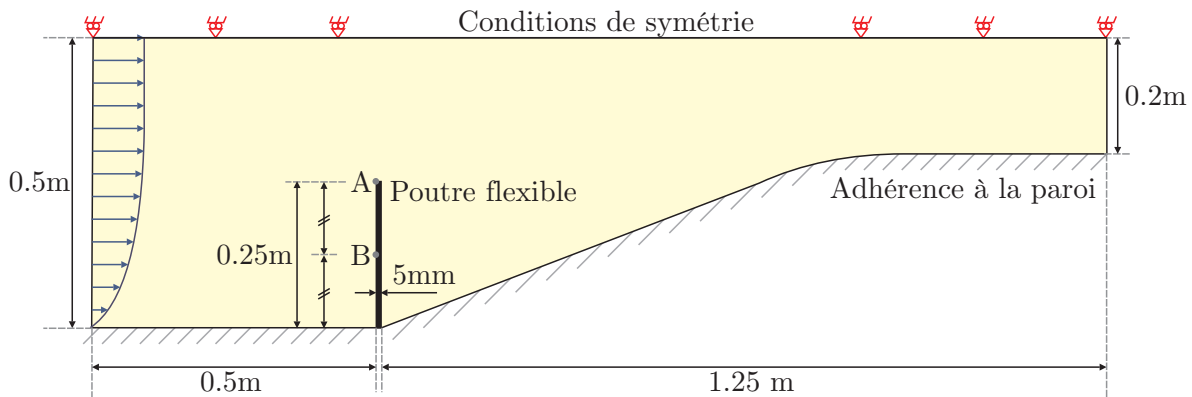


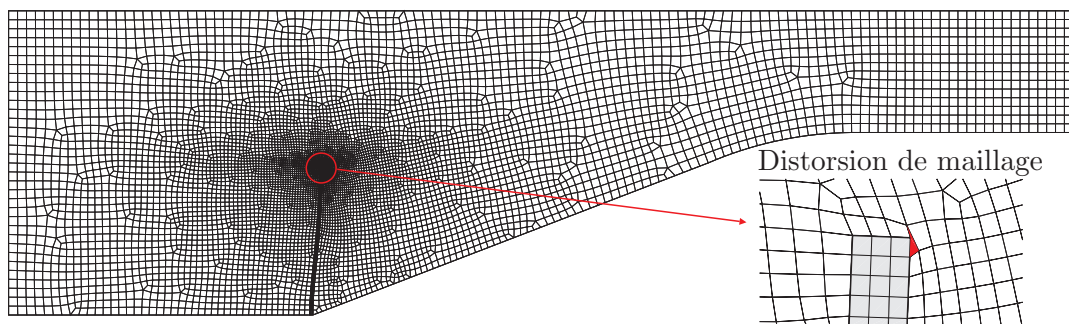
FIGURE 6.33 – Écoulement autour d'un obstacle déformable : géométrie et conditions aux limites.

### 6.5.2 Gestion du maillage

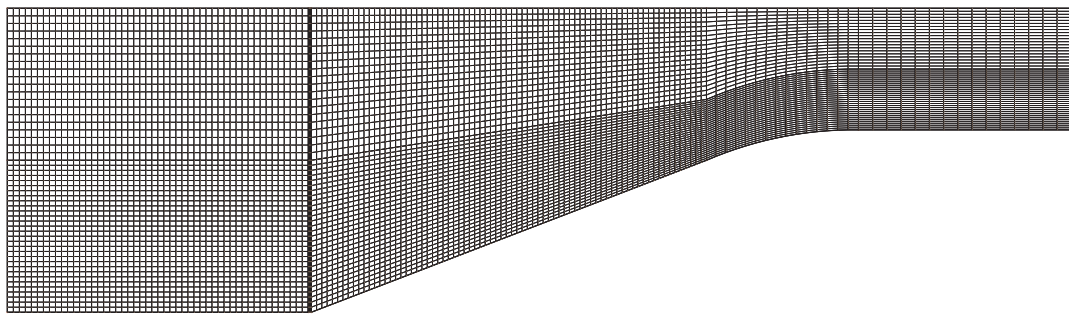
La partie solide du problème a été discrétisée avec un maillage transfini comprenant 3 éléments sur la largeur et 30 éléments sur la hauteur. Des éléments de type EAS (*Enhanced Assumed Strain* – Glaser et Armero [34], Simo et al. [89] – voir Bui et al. [16] ainsi que Adam et Ponthot [1] pour l'implémentation de ce type d'élément au sein de Metafor) ont été utilisés sur cette partie du problème. Ceux-ci permettent de déterminer précisément les déformations liées à la flexion avec un nombre réduit d'éléments sur l'épaisseur.

Pour la discrétisation de la partie fluide du problème, dans un premier temps, on a utilisé l'implémentation Metafor [64] de la technique de génération de maillage non structuré établie par Sarrate et Huerta [85]. Le principal avantage du maillage non structuré est sa facilité d'utilisation. Dans ce cas, pour générer le maillage, il suffit en effet de définir des tailles de mailles en différents points du contour du domaine. Il n'est donc pas nécessaire de diviser la géométrie en différents sous domaines à mailler séparément. Le maillage obtenu est représenté sur la partie supérieure de la figure 6.34. Pour cette simulation il est bien entendu indispensable d'utiliser la formulation ALE. Avec le maillage non structuré, on a utilisé la méthode de repositionnement de noeuds de Giuliani [33]. Il s'agit d'une méthode de lissage basée sur l'optimisation de la forme des éléments comprenant un noeud donné. L'algorithme donne itérativement, à chaque noeud, la position qui minimise l'écrasement et le cisaillement des éléments adjacents [12].

Maillage non structuré : arrêt de la simulation suite à un retournement de maille



Maillage structuré obtenu après division de la géométrie en sous-domaines à 4 côtés



**FIGURE 6.34** – Maillage utilisé pour discrétiser dans la simulation Metafor. En haut : maillage non-structuré (7411 éléments). Au cours de la simulation, malgré l'utilisation de la méthode de repositionnement de Giuliani [33], on observe des distorsions de mailles à proximité du coin supérieur droit de la poutre flexible. En bas : maillage transfini obtenu après avoir subdivisé la géométrie en sous-domaine à 4 côtés (7900 éléments).

Dans ce cas, la simulation s'arrête assez rapidement suite à un retournement de la maille adjacente au coin supérieur droit de la membrane en caoutchouc (cfr. figure 6.34). Pour remédier à ce problème, on a discrétisé l'ensemble du domaine fluide avec un maillage transfini. Celui-ci est représenté sur la partie inférieure de la figure 6.34. Pour générer ce maillage, le domaine fluide a été décomposé en 7 sous-domaines à 4 côtés notés I à VII sur la figure 6.35. Cette découpe va nous permettre de gérer au mieux le mouvement du maillage fluide suite à la flexion importante de l'obstacle.

Les zones V et VI sont eulériennes. Ceci implique que, à la fin de chaque pas de temps les noeuds sont repositionnés à la position qu'ils occupaient au début du calcul. Sur le bord vertical gauche, le noeud  $N_A$  suit le déplacement vertical du coin supérieur gauche de la poutre tandis que les noeuds  $N_B$  et  $N_C$  situés sur le bord supérieur suivent le déplacement horizontal des coins de la poutre. Les lignes  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  et  $l_4$  sont ensuite repositionnées et remaillées. Le mailler transfini est alors utilisé pour générer le maillage des faces I, II, III, IV et VII. Cette gestion du mouvement du maillage permet de garder des mailles très régulières tout au long de la simulation.

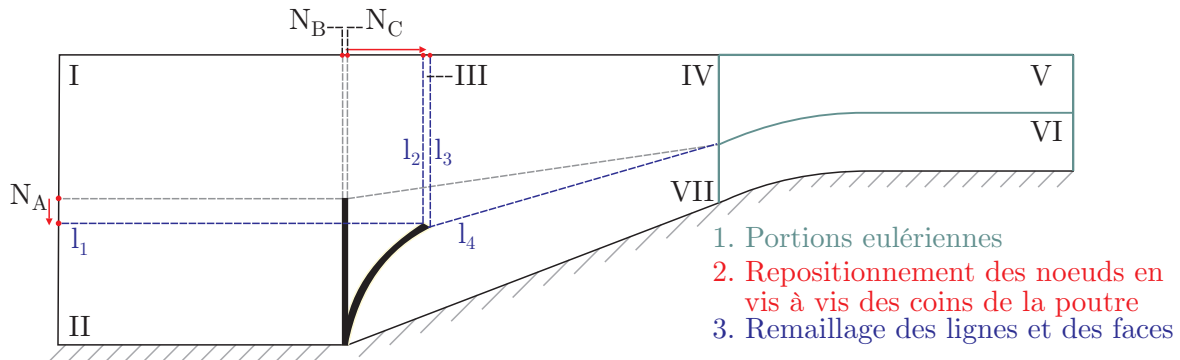


FIGURE 6.35 – Sous domaines divisant la géométrie. Grâce à cette découpe, on peut adapter la méthode de repositionnement de noeuds de manière à gérer au mieux, la flexion importante de l'obstacle déformable.

### 6.5.3 Analyse des résultats

On a comparé les résultats obtenus avec Metafor à deux solutions numériques issues de la littérature : celle de Degroote et al. [27] et celle de Neumann et al. [76]. Ces auteurs utilisent une approche partitionnée implicite pour traiter ce cas.

#### Lignes de courant

Sur la figure 6.36, on a représenté les lignes de courant au sein du fluide à trois instants différents, soit après : 5, 10 et 25 secondes. Après 5 secondes, l'écoulement est peu perturbé par la présence de la membrane. Après 10 secondes, lorsque la vitesse maximale est atteinte, on observe une zone de recirculation en aval de l'obstacle. Après 25 secondes, on peut visualiser une double recirculation à cet endroit. On constate que les résultats obtenus avec Metafor sont très proches de ceux de Neumann [76].



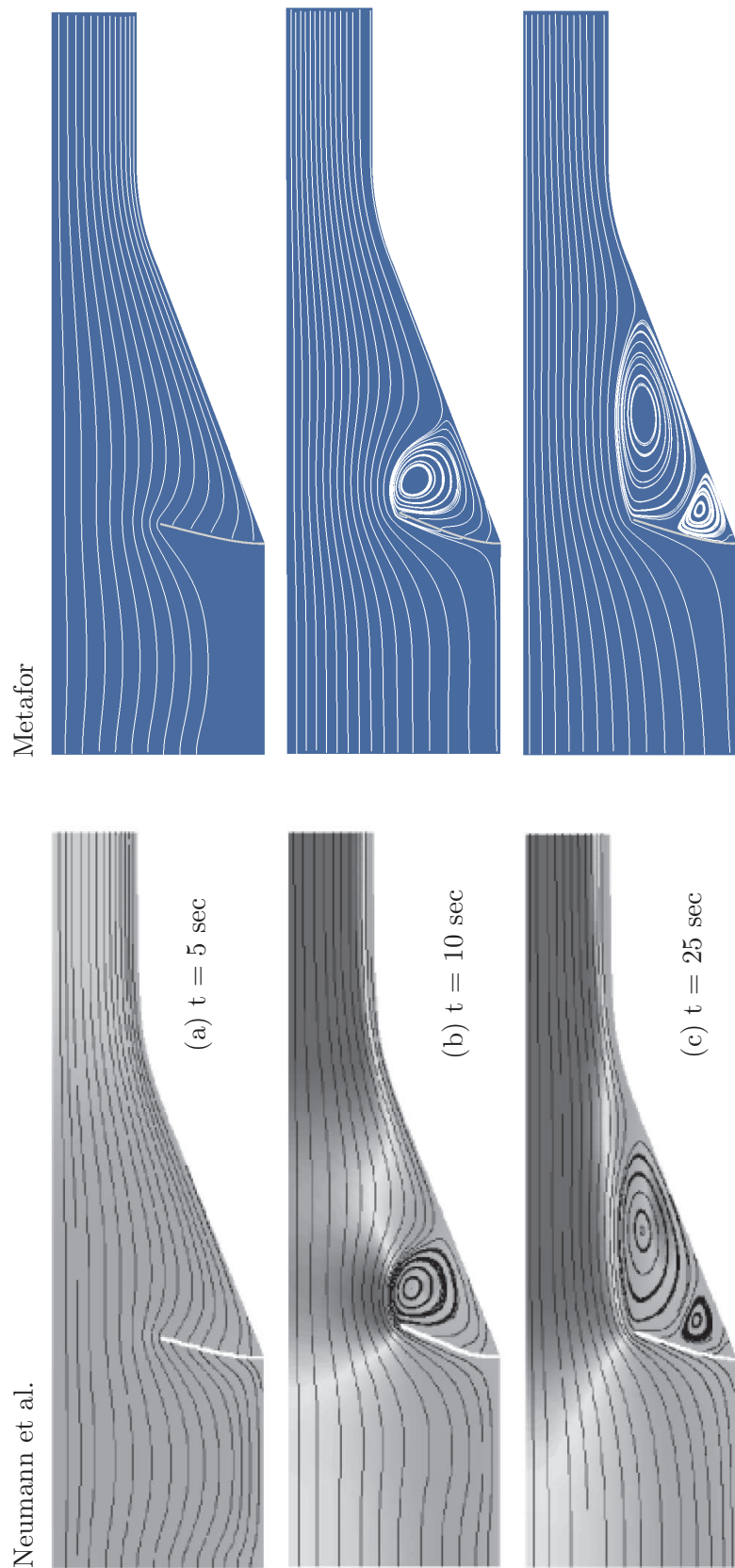


FIGURE 6.36 – Lignes de courant obtenues à différents instants de la simulation : comparaison des résultats Metafor à ceux présentés par Neumann et al. [76].

### Déplacements horizontaux

On a également analysé l'évolution temporelle du déplacement horizontal des points A et B situés respectivement sur le coin supérieur gauche et sur le bord gauche à mi-hauteur de l'obstacle (cfr. figure 6.33). Ces déplacements sont représentés sur les figures 6.37 et 6.38.

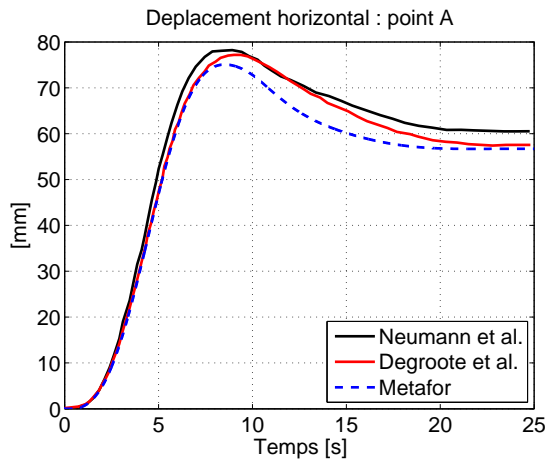


FIGURE 6.37 – Déplacement horizontal du point A situé sur le coin supérieur gauche de la membrane en caoutchouc.

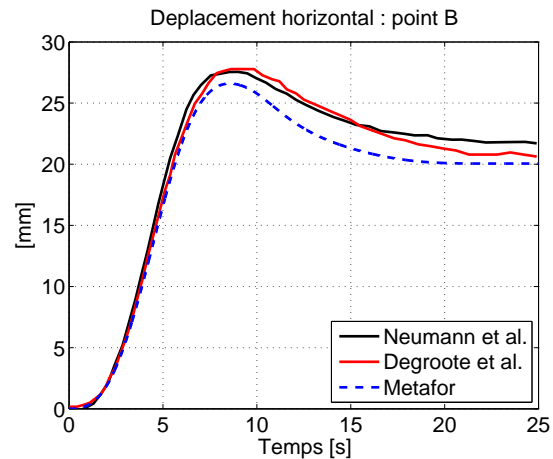


FIGURE 6.38 – Déplacement horizontal du point B situé, à mi-hauteur, sur le bord gauche de la membrane en caoutchouc.

Sur la courbe de déplacement du point A obtenue avec Metafor (cfr. figure 6.37), on constate que, durant la première partie de la simulation, le déplacement augmente de manière importante. Celui-ci atteint sa valeur maximale :  $\Delta x_{max}^A = 75.1$  mm en  $t = 8.51$  sec. Ensuite, le déplacement diminue. Au-delà de  $t = 10$  sec, le profil de vitesse imposé à l'entrée est stabilisé. La solution converge donc vers un régime établi : le déplacement atteint une valeur stable de 56.7 mm après 20 secondes.

En comparant ces résultats avec ceux de Degroote et al. [27] et de Neumann et al. [76], on constate que la courbe obtenue avec Metafor se superpose à celle de Degroote jusqu'en  $t = 8$  s. Au-delà, le déplacement calculé par Degroote est supérieur à celui de Metafor. Cependant, les valeurs du déplacement en régime établi sont très proches : 56.7 mm pour Metafor contre 57.6 mm pour Degroote. La courbe de Neumann est, quant à elle, supérieure aux deux autres. On observe une différence d'environ 3 mm pour  $t > 8$  sec.

Sur les courbes de déplacement du point B (cfr. figure 6.38), on observe des tendances similaires. Cette fois encore, le résultat obtenu avec Metafor est plus proche de celui de Degroote que de celui de Neumann.

### Pression sur les points A et B

Dans Metafor, la pression dans le fluide au point A (cfr. figure 6.39) augmente durant la première partie de la simulation. Elle atteint son maximum en  $t = 5.7$  sec. Elle diminue ensuite de manière parabolique jusqu'en  $t = 10$  sec : au moment où le profil de vitesse imposé à l'entrée du domaine se stabilise. Ensuite, la pression décroît linéairement de  $p = 5.7$  Pa à  $p = 4.9$  Pa en  $t = 25$  sec.

On remarque que la courbe correspondant aux résultats Metafor se situe entre la courbe de Neumann qui est inférieure et celle de Degroote qui présente des valeurs supérieures. En régime établi, on observe un écart de 1 Pa entre Metafor et Degroote et une différence de 2 Pa par rapport à Neumann.

L'allure des courbes de pression au point B sont similaires à celles du point A. Par contre, on constate que la solution obtenue avec Metafor se superpose à celle de Neumann. Les résultats de Degroote quant à eux sont inférieurs. Cette différence est de 4 Pa en régime établi.

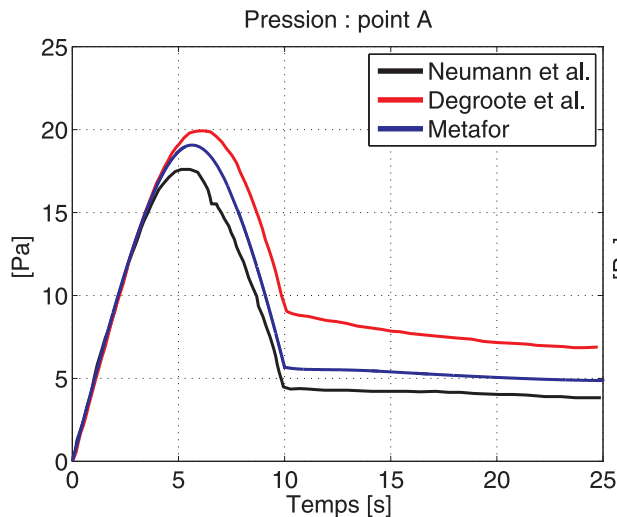


FIGURE 6.39 – Évolution temporelle de la pression du point A situé sur le coin supérieur gauche de l'obstacle déformable.

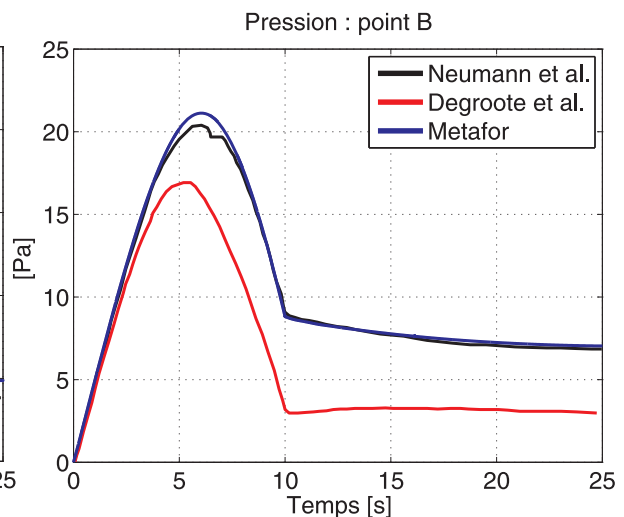


FIGURE 6.40 – Évolution temporelle de la pression du point B situé, à mi-hauteur du bord gauche de l'obstacle déformable.

## 6.6 Conclusions

Dans ce chapitre, on a tout d'abord précisé le contexte dans lequel les simulations numériques sont réalisées. On a rappelé brièvement les équations de conservation, la méthode de résolution utilisée pour le calcul de l'équilibre aux noeuds et la méthode d'intégration temporelle des équations constitutives.

Ensuite, on a présenté les résultats de différentes simulations. Celles-ci avaient pour but de démontrer qu'il était possible, avec Metafor, de modéliser des écoulements fluides visqueux sur des cas simples. Ces simulations se divisent en deux catégories. La première regroupe les cas qui permettent de valider les champs de vitesse et de cisaillement. La seconde, traite des cas où c'est la pression hydrodynamique qui est calculée. Chacun des cas décrits ici a été comparé à des solutions analytiques ou à des solutions numériques de référence. À chaque fois, les solutions numériques obtenues avec Metafor se superposaient aux solutions de référence.

Enfin, on a étudié un cas d'interaction fluide-structure. On a comparé les résultats obtenus avec des données présentes dans la littérature. Cette comparaison a montré que la solution fournie par Metafor est très proche des solutions numériques de références, aussi bien du point de vue des déplacements que de la pression au sein du fluide.

On peut dès lors considérer le code comme vérifié et entamer l'étude des expériences de Bech [9] qui mettent en évidence l'apparition du micro hydrodynamisme. C'est l'objet du chapitre suivant.

## Chapitre 7

# Modélisation du micro-hydrodynamisme lors du procédé d'étirage plan

### 7.1 Introduction

Dans ce chapitre, on décrit un modèle numérique permettant de prédire l'apparition du micro-hydrodynamisme. Ce modèle reproduit les expériences de Bech [8, 9] qui a mis en évidence des remontées de lubrifiant sur les plateaux dans le cas du procédé d'étirage plan.

Dans ces essais, Bech a étudié le comportement de poches de lubrifiant pyramidales présentes à la surface d'une tôle en aluminium. Ces poches macroscopiques ont été créées par indentation. Elles ont une base carrée de 1 mm de côté et une pente de  $10^\circ$ .

Le dispositif expérimental utilisé par Bech est représenté sur la figure 7.1. Une vue schématique de l'outil vu de côté est indiquée sur la partie droite de la figure. L'outil supérieur est composé d'une matrice horizontale en verre, qui permet d'observer les remontées de lubrifiant au cours des essais, surmontée d'une pièce en acier. La partie inférieure de l'outil est en acier et a une pente  $\alpha$  par rapport à l'horizontale. Dans la majeure partie des essais réalisés, la pente de l'outil inférieur est de  $3^\circ$  et le taux de réduction est de l'ordre de 20%.

Bech a étudié l'influence de différents paramètres (viscosité de l'huile contenue dans les poches, vitesse d'étirage, frottement sur le bord inférieur de la tôle, etc.) sur les remontées de lubrifiant. Il a fait varier ces paramètres un à un et a comparé les résultats obtenus à un cas de référence noté REF. La figure 7.2 regroupe les résultats obtenus lors de cette étude. On constate que suivant les conditions d'étirage de la tôle, le lubrifiant s'échappe vers l'avant, vers l'arrière ainsi que dans la direction transverse. Ces résultats sont décrits en détail à la section 2.2.2.2 (cfr. page 17).

Le but de ce chapitre est de valider le modèle numérique à l'aide d'une partie de ces données expérimentales.

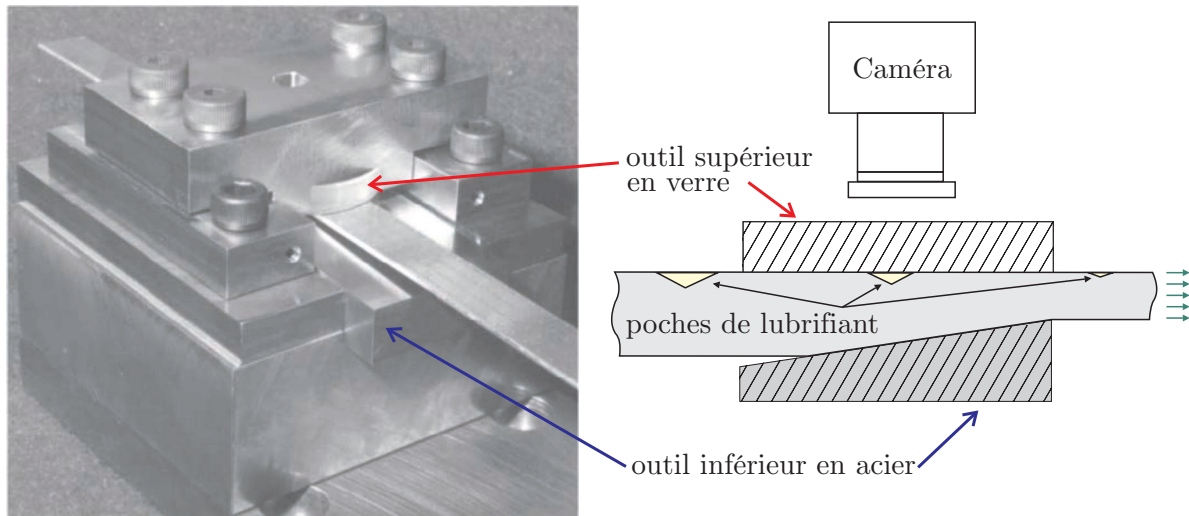


FIGURE 7.1 – À gauche : photo du dispositif expérimental utilisé par Bech pour visualiser les remontées de lubrifiant sur les plateaux au cours du procédé d'étirage [8]. À droite : représentation schématique du dispositif expérimental (d'après [9]).

lubricant viscosity	drawing speed	reduction → sec. 7.5.2	die angle → sec. 7.5.1	back tension	strain hard. exponent	coefficient of friction
 $\eta = 5 \text{ cSt}$ A1	 0.2mm/sec A2	 10 % A3	 $2^\circ$ A4	 0 A5, <b>REF</b>	 $n = 0.08$ A6, <b>REF</b>	 $\mu = 0.025$ A7, <b>REF</b>
 $\eta = 126 \text{ cSt}$ B1, <b>REF</b>	 → sec. 7.5.3 0.5 mm/sec B2, <b>REF</b>	 15 % B3	 $3^\circ$ B4, <b>REF</b>	 $62 \text{ N/mm}^2$ B5	 $n = 0.16$ B6	 $\mu = 0.05$ B7
 → sec. 7.4.10 $\eta = 700 \text{ cSt}$ C1	 5 mm/sec C2	 20 % C3, <b>REF</b>	 $5^\circ$ C4	 $105 \text{ N/mm}^2$ C5	 $n = 0.21$ C6	 → sec. 7.3.7 $\mu = 0.28$ C7

FIGURE 7.2 – Tableau reprenant les résultats des différents essais réalisés par Bech[9]. La direction d'étirage va de la gauche vers la droite. Les zones grisées autour des indentations représentent l'étendue de l'écoulement du lubrifiant observée après les essais. Ces portions de la tôle présentent une rugosité plus importante en raison de la présence du lubrifiant lors de l'étirage. Les points de fonctionnement qui ont été modélisés sont entourés en rouge. Les sections dans lesquelles les résultats sont décrits sont indiquées en rouge dans le tableau.

### 7.1.1 Approche numérique utilisée

Le modèle numérique a été développé en état plan déformation (2D). Les poches pyramidales sont donc modélisées par des triangles. L'approche retenue consiste à procéder en deux étapes. Tout d'abord, on réalise une **simulation macroscopique** du procédé d'éti-rage au cours de laquelle, une tôle présentant une seule poche de lubrifiant triangulaire en surface est étirée entre deux outils rigides identiques à ceux utilisés par Bech dans ses expériences. Les déplacements d'une zone, initialement rectangulaire, autour de la poche de lubrifiant sont enregistrés au cours du calcul. Ils sont ensuite utilisés comme conditions aux limites lors d'une deuxième **simulation dite "microscopique"**. Celle-ci prend en compte une portion plus réduite de la tôle autour de la poche. Il est ainsi possible de traiter une géométrie plus détaillée autour de la cavité remplie de lubrifiant.

Dans le modèle microscopique, de fines couches d'éléments finis fluides (dont l'épaisseur est de l'ordre du dixième de micron) sont placées à l'avant et à l'arrière de la poche. L'utilisation du formalisme ALE – qui permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière – donne la possibilité au lubrifiant de s'échapper de la poche triangulaire et de venir gonfler ces fines couches d'éléments finis fluides situés sur les plateaux. On est ainsi en mesure de traiter des cas d'écoulement de lubrifiant vers l'avant de la poche (on parle de lubrification micro-plasto-hydrostatique ou MPHSL) ou vers l'arrière (lubrification micro-plasto-hydrodynamique ou MPHDL).

Ce modèle est à notre connaissance le premier outil numérique capable de prédire le moment à partir duquel ces écoulements apparaissent ainsi que leur direction que ce soit vers l'avant de la poche (MPHSL) ou vers l'arrière (MPHDL). Le modèle a été développé au sein du logiciel éléments finis Metafor. Dans ces simulations, le fluide et le solide sont pris en compte simultanément. Le solide est élastoplastique et le lubrifiant, supposé newtonien, est modélisé à l'aide de la loi de Norton-Hoff.

## 7.1.2 Structure du chapitre

La section 7.2 traite du procédé d'étirage sans poche de lubrifiant à la surface de la tôle. L'influence du coefficient de frottement et du taux de réduction est analysée. De plus, on compare les résultats du modèle éléments finis à ceux obtenus à l'aide de la méthode des tranches utilisée par Bech dans ses travaux.

La section 7.3 décrit le modèle macroscopique des essais d'étirage réalisés par Bech. Pour rappel, il s'agit d'un modèle en état plan de déformation dans lequel une tôle, comprenant une poche de lubrifiant triangulaire en surface, est étirée au travers d'outils rigides. L'influence de la présence de la poche sur le profil de pression de contact solide-solide et sur la force d'étirage est analysée. On étudie également les effets de la variation du module de compressibilité avec la pression ainsi que ceux de la distribution de déformation plastique équivalente autour de la poche obtenue par un procédé d'indentation. Les résultats numériques décrits se réfèrent à un point de fonctionnement – appelé C7 sur la figure 7.2 – pour lequel Bech observe une remontée du lubrifiant vers l'avant de la poche (MPHSL).

La section 7.4 traite du modèle microscopique dans lequel une partie seulement de la tôle autour de la poche de lubrifiant est prise en compte dans le modèle. Cette poche est entourée par des films très fins qu'on appellera "tuyaux" dans la suite de ce document bien que ce modèle soit 2D. Ces tuyaux sont initialement remplis de lubrifiant, qui permettent de modéliser la remontée du lubrifiant sur les plateaux. Le bord inférieur ainsi que les bords verticaux de la tôle sont soumis à des conditions aux limites de déplacement représentatives du passage de cette zone au travers de l'outil de contact. Ces déplacements imposés sont obtenus à l'aide du modèle macroscopique. La méthodologie utilisée est tout d'abord illustrée sur un cas de référence (appelé REF par Bech [9]). L'évolution de la forme de la poche ainsi que la variation du volume des tuyaux sont analysées. De plus, l'influence de l'épaisseur initiale des tuyaux sur les résultats est étudiée.

Enfin, la section 7.5 traite d'une étude paramétrique au cours de laquelle on a fait varier séparément différents paramètres autour du cas de référence noté REF. Dans ce cas, le module de compressibilité du lubrifiant  $K$  est supposé constant et les déformations plastiques équivalentes autour de la poche sont négligées. Les effets de la vitesse, du taux de réduction et de la pente de l'outil inférieur sont étudiés.



## 7.2 Modèle macroscopique d'étirage plan

Dans cette section, on modélise le procédé d'étirage sans poche de lubrifiant à la surface de la tôle. Ce modèle permet d'identifier les valeurs du coefficient de frottement qui sont utilisées dans les modèles prenant en compte une poche de lubrifiant. De plus, on étudie la forme du profil de pression sur le bord supérieur de la tôle en régime établi et l'influence du frottement sur ce profil. On analyse également la distribution de déformation plastique équivalente sur l'épaisseur de la tôle.

### 7.2.1 Essais expérimentaux

Lors des essais d'étirage réalisés par Bech, les faces inférieure et supérieure de la tôle sont recouvertes de lubrifiant. Il a utilisé deux types de lubrifiant : une huile minérale appelée P125 et un lubrifiant solide appelé *plastic coating* [8].

L'utilisation d'un type de lubrifiant différent sur les faces inférieures et supérieures de la tôle permet de modifier la forme du profil de pression de contact entre la tôle et l'outil supérieur. Ceci va avoir un impact sur le type d'écoulement du lubrifiant. Par exemple, un frottement plus important sur la face inférieure de la tôle accroît le gradient de pression ce qui favorise les écoulements vers l'avant de la poche (Micro-Plasto-HydroStatic-Lubrication). On donnera davantage de détails à ce sujet dans la suite de ce chapitre.

Pour estimer la valeur du coefficient de frottement associée à ces deux types de lubrifiant, Bech a tout d'abord effectué des essais d'étirage avec trois niveaux de réduction différents : 7, 10 et 14% en appliquant le lubrifiant P125 sur les deux faces de la tôle. Il a ensuite fait de même en utilisant le lubrifiant solide. Au cours de ces 6 essais, il a mesuré la force d'étirage. Il a ensuite modélisé le procédé d'étirage à l'aide de la méthode des tranches et, pour les deux types d'huile, il a identifié une valeur de coefficient de frottement permettant de retrouver les valeurs de la force d'étirage pour les trois niveaux de réduction testés. Pour l'huile minérale P125, il trouve un coefficient de frottement  $\mu_a = 0.05$  alors que pour le lubrifiant solide, il trouve  $\mu_a = 0.025$ .

### 7.2.2 Modèle numérique

On a modélisé ces 6 essais d'étirage à l'aide de la méthode des éléments finis en état plan de déformation en utilisant les valeurs des coefficients de frottement  $\mu_a$  calculées par Bech. On trouve un bon accord entre les résultats du modèle numérique et les résultats expérimentaux. Cette comparaison est menée en détail à la section 7.2.3. Avant d'analyser ces résultats, on décrit tout d'abord les hypothèses du modèle.

### Géométrie et conditions aux limites

La géométrie du problème est représentée sur la figure 7.3. La tôle est initialement engagée entre deux outils rigides à normale continue. Dès le début de la simulation, la tôle est étirée à vitesse constante  $V_x$ . Pour ce faire, un déplacement horizontal à vitesse imposée est appliqué sur le bord vertical droit de la tôle (cfr.  $V_x$  sur la figure 7.3). La vitesse d'étirage utilisée par Bech lors de ses essais expérimentaux n'est pas mentionnée. On fait l'hypothèse que celle-ci est égale à la vitesse utilisée dans les essais réalisés avec des poches de lubrifiant.

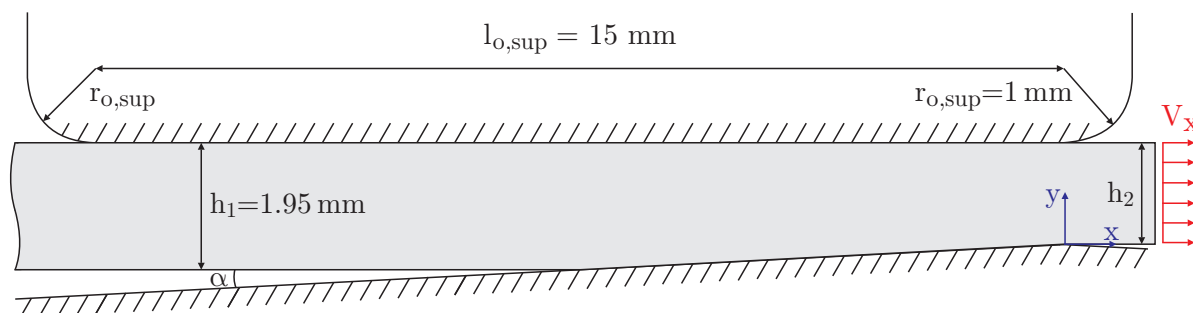


FIGURE 7.3 – Géométrie de la tôle et des outils utilisés dans les simulations d'étirage plan.

Dans le modèle numérique, l'outil supérieur est composé d'une ligne horizontale de 15 mm de long délimitée par deux congés de raccordement de rayon  $r_{o,sup} = 1$  mm.

L'outil inférieur est constitué d'une droite inclinée d'un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontale. Dans le prolongement de cette droite, on a placé un congé de rayon 1 mm.

Le point d'abscisse  $x = 0$  est celui pour lequel l'écart entre les outils, noté  $h_2$ , est obtenu. Cette distance est déterminée en fonction du taux de réduction d'épaisseur souhaité. L'épaisseur initiale de la tôle est de 1.95 mm.

### Maillage

Dans les simulations décrites ici, on a décidé d'utiliser un maillage aussi régulier que possible. Celui-ci est représenté sur la figure 7.4. On a utilisé des mailles carrées de 0.05 mm de côté sur l'entièreté de la tôle à l'exception d'une petite partie du domaine de 5 mm de long située en aval de la zone de contact. Le nombre total d'éléments est de 20900.

Une taille des mailles aussi fine permet de réduire les oscillations de la force d'étirage. Celles-ci sont dues aux variations du nombre de noeuds en contact lors du calcul. Plus la taille des mailles dans le sens de la longueur de la tôle est faible, plus les fluctuations numériques de la longueur de la zone de contact solide-solide au cours du calcul seront faibles pendant la simulation.

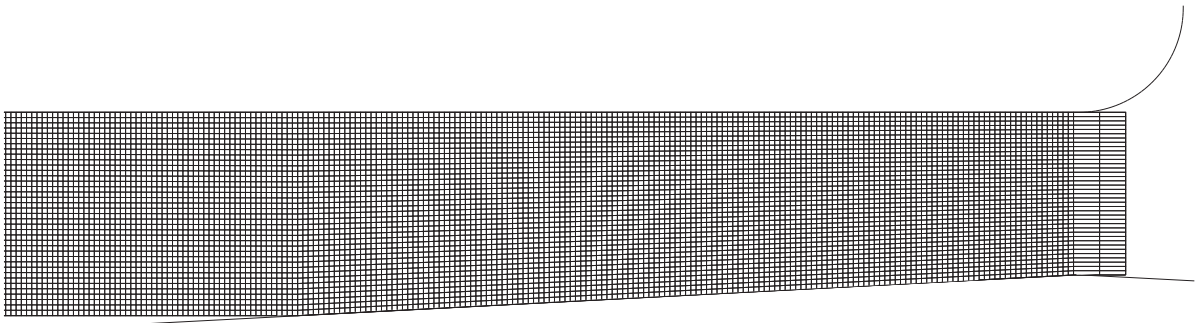


FIGURE 7.4 – Maillage initial utilisé dans la simulation d'étirage plan. Zoom sur la partie de la tôle engagée entre les outils.

### Matériau

On a utilisé une loi Smatch pour modéliser le comportement élastoplastique de la tôle.

$$\sigma_Y = (1875.8 + 21.98\bar{\varepsilon}^{pl}) (1 - 0.042 \exp(-13.28\bar{\varepsilon}^{pl})) - 1584.2 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

On a identifié les valeurs numériques des paramètres de la loi sur des mesures expérimentales effectuées par Bech lors de tests de bipoinçonnement.

La figure 7.5 compare la courbe obtenue à l'aide de la loi Smatch après identification des paramètres aux données expérimentales de Bech. L'identification a été effectuée sur une très large gamme de déformation plastique équivalente (0 - 2.5). Dans les simulations numériques décrites ici, on n'atteindra pas des valeurs aussi élevées. Par contre dans le modèle décrit à la section 7.3, les déformations de la tôle situées sous la poche seront de l'ordre de 2.4. Il est donc important de pouvoir représenter le comportement du solide sur une plage de déformation plastique aussi étendue.

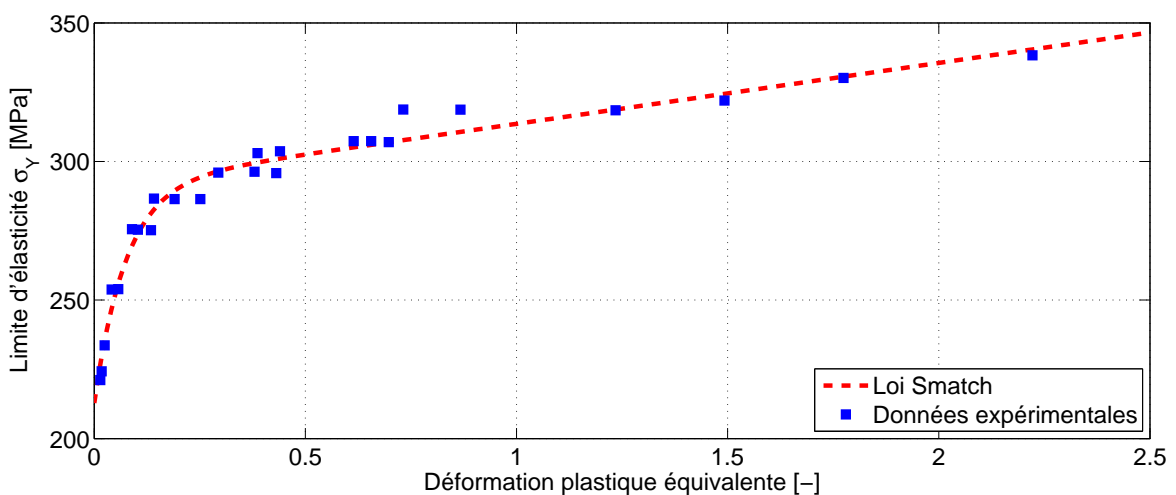


FIGURE 7.5 – Comparaison de la loi Smatch utilisée pour modéliser le comportement de la tôle d'aluminium aux données expérimentales obtenues par Bech lors de tests de bipoinçonnement.

### Gestion du contact

Comme pour les simulations d'écrasement d'aspérités décrites au chapitre 4, le contact est géré à l'aide de la méthode de la pénalité. La force de contact  $F_N$  est pondérée par l'aire nodale  $A_N$

$$\frac{F_N}{A_N} = C_N G_N \quad (7.2)$$

On utilise la loi de frottement de Coulomb. La pénalité tangentielle  $C_T$  est déterminée à l'aide de la règle de bonne pratique  $C_T = \mu_a C_N$ . Dans les simulations décrites ici, la valeur de la pénalité normale utilisée est de  $C_N = 10^6$  MPa/mm.

### Méthode d'intégration

L'intégration des éléments est effectuée à l'aide d'éléments de type SRIPR. Avec ce type d'élément, le déviateur des contraintes est évalué sur quatre points de Gauss. L'incrément de pression est calculé au point de Gauss central et ensuite reporté vers les points de Gauss déviatoriques lors de l'intégration spatiale des contraintes pour obtenir les forces internes.

L'intégration temporelle est réalisée au moyen du schéma d'intégration dynamique implicite de Chung-Hulbert [22]. Les valeurs des paramètres utilisés sont les valeurs par défaut décrites dans la section 6.2.8.

La simulation est réalisée à l'aide du formalisme Lagrangien. On arrête la simulation lorsque la solution stationnaire est obtenue : on simule un étirage de 35 secondes.

## 7.2.3 Identification des valeurs du coefficient de frottement

Les valeurs de la force d'étirage obtenues sont comparées aux mesures expérimentales de Bech dans le tableau 7.1. On constate qu'il y a un bon accord entre ces deux types de résultat. Dans les différents modèles présentés dans la suite de ce chapitre, on utilise les valeurs de coefficient de frottement proposées par Bech.

		Huile minérale			Lubrifiant solide		
Taux de réduction	[%]	7	10	14	7	10	14
Valeurs expérimentales (Bech [8])	$\sigma_{S,2}$ [MPa]	61	85	112	38	58	86
Valeurs numériques (EF - Metafor)	$\sigma_{S,2}$ [MPa]	57	82	117	39	58	84

TABLEAU 7.1 – Comparaison des valeurs numériques de la tension dans la bande en sortie  $\sigma_{S,2}$  aux valeurs expérimentales pour différents taux de réduction.

Sur la figure 7.6 on a représenté le profil de pression sur le bord supérieur de la tôle en régime établi pour trois niveaux de réduction correspondant respectivement à des valeurs  $h_2$  de 1.81, 1.75 et 1.68 mm. Ceux-ci ont été obtenus lors de la modélisation du cas lubrifié à l'aide du lubrifiant solide ( $\mu_a = 0.025$ ). Sur ce graphique, la sortie de l'outil – l'endroit où la distance entre l'outil inférieur et supérieur est minimale – correspond au point d'abscisse  $x = 0$ .

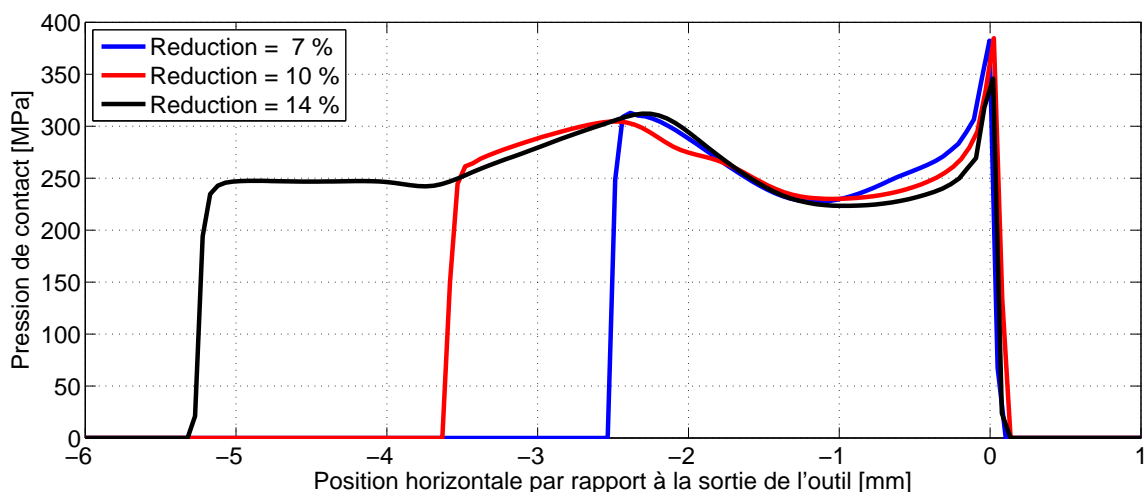


FIGURE 7.6 – Profils de pression sur le bord supérieur de la tôle en régime établi pour trois taux de réduction d'épaisseur.

Le profil de pression obtenu pour un taux de réduction de 7 % montre que la longueur de la zone de contact est de 2.67 mm. Le gradient de pression à l'entrée est très élevé : la pression passe de 0 à 310 MPa sur 0.12 mm. Ensuite, la pression diminue et atteint un minimum local 227 MPa au point d'abscisse  $x = -1.12$  mm. Ensuite, la pression remonte et atteint une valeur de 380 MPa en  $x = 0$  et retombe à 0 en  $x = 0.1$  mm.

Lorsque le taux de réduction est de 10 %, la longueur de la zone de contact augmente. Dans ce cas, elle vaut 3.77 mm. Le contact débute en  $x = -3.63$  mm. À cet endroit, la pression atteint très rapidement 260 MPa. Ensuite, contrairement au cas précédent, la pression continue d'augmenter de manière plus douce jusqu'à un maximum local situé au début de la zone de contact du cas analysé précédemment. La courbe suit alors la même tendance que celle obtenue avec un taux de réduction de 7%.

Il en va de même avec un taux de réduction de 14 % : la longueur de la zone de contact augmente et une fois que la courbe rejoint celle obtenue avec un taux de réduction de 10%, elle adopte la même forme.

### 7.2.4 Influence du frottement sur le profil de pression d'interface

Pour illustrer l'influence du coefficient de frottement sur le bord inférieur de la tôle, on modélise deux points de fonctionnement pour lesquels Bech a observé un écoulement vers l'avant de la poche (cas C7 cfr. figure 7.2) et un second pour lequel l'écoulement a lieu vers l'arrière (cas C1).

**Frottement faible sur le bord inférieur de la tôle :  $\mu_{inf} = 0.025$**

Les conditions dans lesquelles ce test a été réalisé sont résumées dans le tableau 7.2.


	red. [%]	$\alpha$ [°]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup}$	$\mu_{inf}$
	21.5	3	0.57	0.04	0.025

TABLEAU 7.2 – Conditions d'étrage du point de fonctionnement C1 pour lequel Bech observe un écoulement vers l'arrière de la poche.

Le profil de pression sur le bord supérieur de la tôle est représenté sur la figure 7.8. On constate que le profil de pression est assez constant. Il varie en effet de 250 MPa à proximité de l'entrée à 180 MPa peu avant le pic de pression observé en sortie. On note également que la courbe obtenue avec la méthode des tranches est proche des résultats obtenus avec Metafor.

Lorsque Bech a effectué des essais avec une poche de lubrifiant pyramidale, l'écoulement s'est produit vers l'arrière de la poche. D'après Azushima, cet écoulement est engendré par une augmentation de la pression à l'arrière de la poche due à l'entraînement du lubrifiant dans le convergent formé par la face arrière de l'indentation pyramidale et l'outil supérieur. D'après les mesures de Bech, l'écoulement débute lorsque l'arrière de la poche se trouve à 6.1 mm de la sortie de la zone de contact. La position de la poche à cet instant est représentée sur la figure au moyen d'un triangle jaune.

Le champ de déformation plastique équivalente sur l'épaisseur de la tôle en régime établi est représenté sur la figure 7.7. Comme la différence entre les valeurs des coefficients de frottement sur les bords inférieur et supérieur est faible, les gradients sont faibles sur l'épaisseur dans la première moitié de la zone de contact. Ils sont ensuite plus marqués à proximité de la sortie.

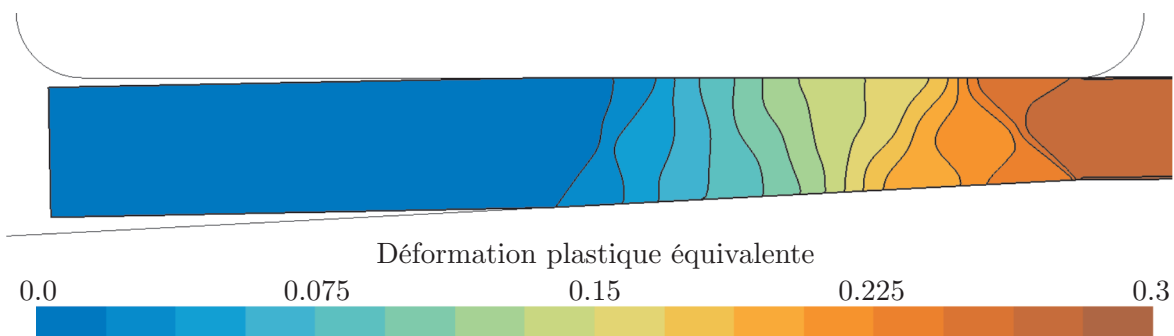


FIGURE 7.7 – Déformation plastique équivalente sur l'épaisseur de la tôle en régime établi dans le cas C1.

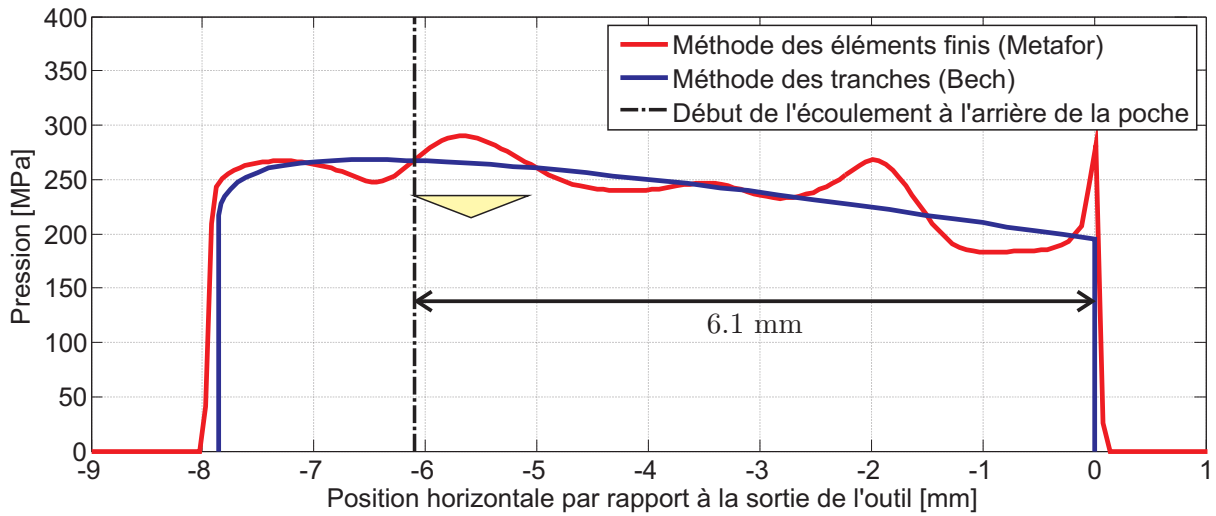


FIGURE 7.8 – Comparaison du profil de pression de contact calculée sur le bord supérieur de la tôle, en régime établi, à l'aide de la méthode des éléments finis à celui obtenu par Bech à l'aide de la méthode des tranches : point de fonctionnement C1.

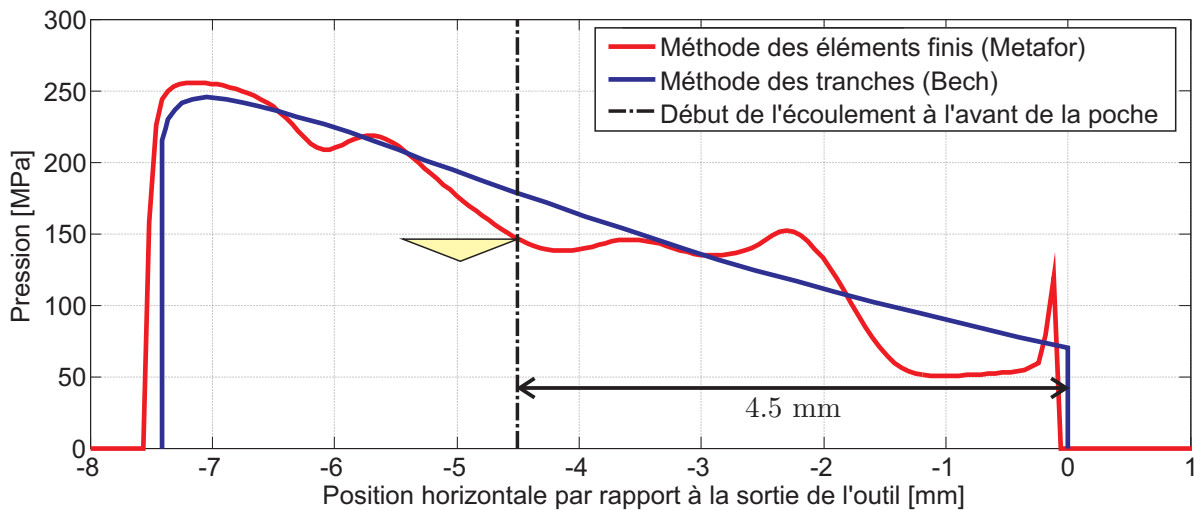


FIGURE 7.9 – Comparaison du profil de pression de contact calculée sur le bord supérieur de la tôle, en régime établi, à l'aide de la méthode des éléments finis à celui obtenu par Bech à l'aide de la méthode des tranches : point de fonctionnement C7.

**Frottement élevé sur le bord inférieur de la tôle :  $\mu_{inf} = 0.25$**

Les conditions relatives à ce test sont résumées dans le tableau 7.3.


	red. [%]	$\alpha$ [°]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup}$	$\mu_{inf}$
	20	3	0.5	0.05	0.25

TABLEAU 7.3 – Conditions d'étrage du point de fonctionnement C7 pour lequel Bech observe une remontée du lubrifiant vers l'avant de la poche.

Sur la figure 7.9 on a comparé la pression de contact obtenue avec le modèle éléments finis à celle calculée avec la méthode des tranches. On constate que le gradient de pression est important. Lors de ses essais, Bech observe une remontée du lubrifiant vers l'avant lorsque l'avant de la poche se trouve à 4.5 mm de la sortie de la zone de contact. Cette position est matérialisée par le triangle jaune sur la figure 7.9.

D'après Azushima [4, 5], le MPHSL se produit lorsque la pression hydrostatique à l'avant de la poche rejoint la pression d'interface. Cette condition est plus facilement atteinte lorsque le frottement sur le bord inférieur de la tôle est important. Ceci accroît en effet le gradient de pression de contact sur le bord supérieur de la tôle.

Le champ de déformation plastique équivalente en régime établi est représenté sur la figure 7.10. Contrairement au cas analysé précédemment, la variation du champ sur l'épaisseur est plus marquée. En effet, dans ce cas, la différence entre les coefficients de frottement utilisés sur les bords inférieur et supérieur est beaucoup plus importante.

On note également que la tôle fléchit avant d'entrer dans la zone de contact. Ceci est dû au fait que les deux outils ne sont pas le symétrique l'un de l'autre. Cet effet a légèrement compliqué la mise au point du modèle prenant en compte une poche de lubrifiant triangulaire sur la surface de la tôle (cfr. section suivante).

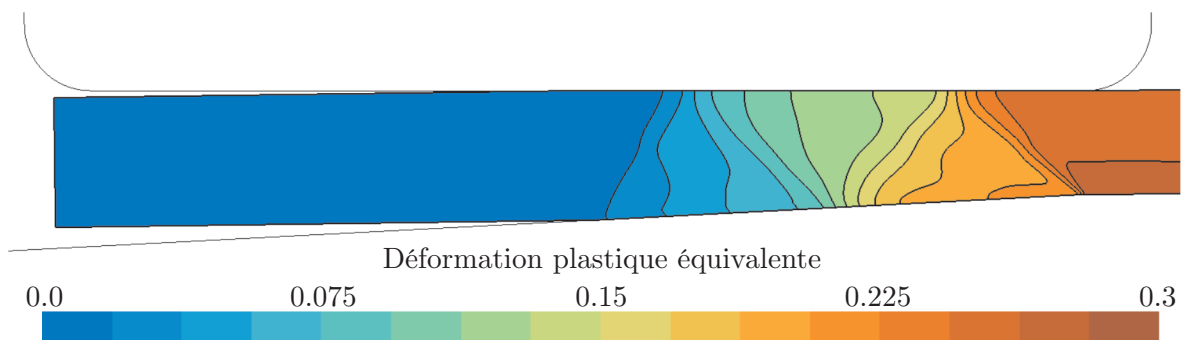


FIGURE 7.10 – Déformation plastique équivalente sur l'épaisseur de la tôle en régime établi dans le cas C7.



## 7.3 Modèle d'étirage d'une tôle comprenant une poche de lubrifiant en surface

On a modifié le modèle d'étirage plan décrit à la section précédente pour prendre en compte la présence d'une poche de lubrifiant à la surface de la tôle. Ce deuxième modèle permet d'obtenir les déplacements qui seront utilisés comme conditions aux limites dans des simulations réalisées avec un modèle réduit autour de la poche de lubrifiant. De plus, il est possible de calculer l'évolution de la pression hydrostatique lors du passage de la cavité dans la zone de contact et de la comparer à la pression de contact solide-solide au voisinage de la poche. On est donc en mesure de déterminer le moment à partir duquel les écoulements de type Micro-Plasto-HydroStatic-Lubrication, sont susceptibles de se produire.

Dans les paragraphes suivants, on décrit tout d'abord la géométrie du modèle ainsi que les hypothèses effectuées. On analyse ensuite les résultats obtenus sur le point de fonctionnement C7 (cfr. figure 7.2).

### 7.3.1 Géométrie

La géométrie du modèle est représentée sur la figure 7.11. La forme de la tôle est identique à celle utilisée dans le modèle précédent. Dans le cas présent, une cavité remplie de lubrifiant est présente à la surface de la tôle. Celle-ci est initialement située en amont de la zone de contact. On évite ainsi que la cavité ne traverse la zone de contact lors du régime transitoire ce qui ne serait pas représentatif des essais expérimentaux réalisés par Bech.

La cavité est entourée d'une zone rectangulaire représentée en rouge sur la figure 7.11. Les déplacements des noeuds situés sur les bords de cette zone sont enregistrés au cours de la simulation. Ce sont ces déplacements qui seront utilisés comme conditions aux limites dans le modèle à l'échelle microscopique.

Dans le modèle macroscopique, la partie triangulaire de la poche de lubrifiant est surmontée d'un rectangle d'épaisseur  $h_t$ . Ceci permet de mailler la poche de lubrifiant à l'aide d'un mailleur transfini. On évite ainsi de devoir utiliser des mailles triangulaires (ou quadrangulaires, mais mal conditionnées) dans le voisinage des extrémités de la poche.

La largeur de la boîte rectangulaire ainsi que la position de la poche de lubrifiant dans cette boîte sont déterminées en fonction du cas considéré ultérieurement. Les dimensions de la boîte rectangulaire utilisées pour modéliser le point de fonctionnement C7, dont les résultats sont décrits dans les sections 7.3.7 et 7.3.8, sont précisées dans le tableau 7.4.


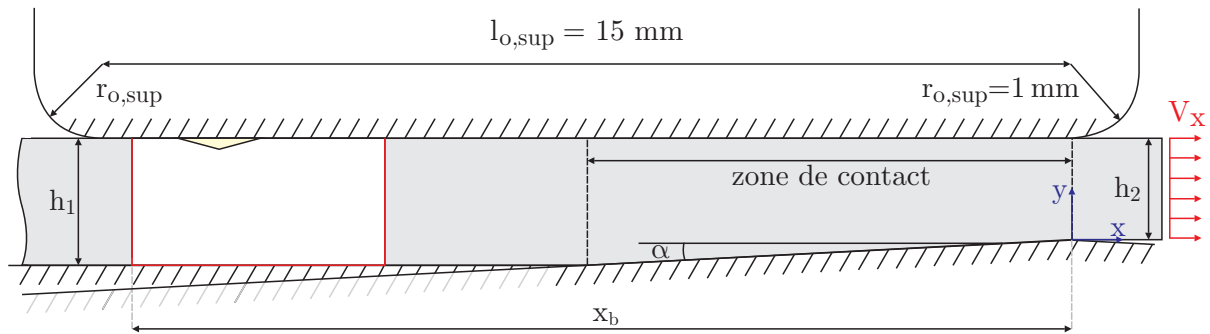
	$l_b$ [mm]	$x_{lub}$ [mm]	$h_p$ [mm]	$h_t$	$l_p$ [mm]	$\theta$ [°]
	5	1.5	0.088	$0.01 \times h_p$	1	10

TABLEAU 7.4 – Dimensions utilisées lors de la modélisation du point de fonctionnement C7.

a) Vue d'ensemble de la géométrie



b) Zoom sur la zone rectangulaire entourant la poche de lubrifiant

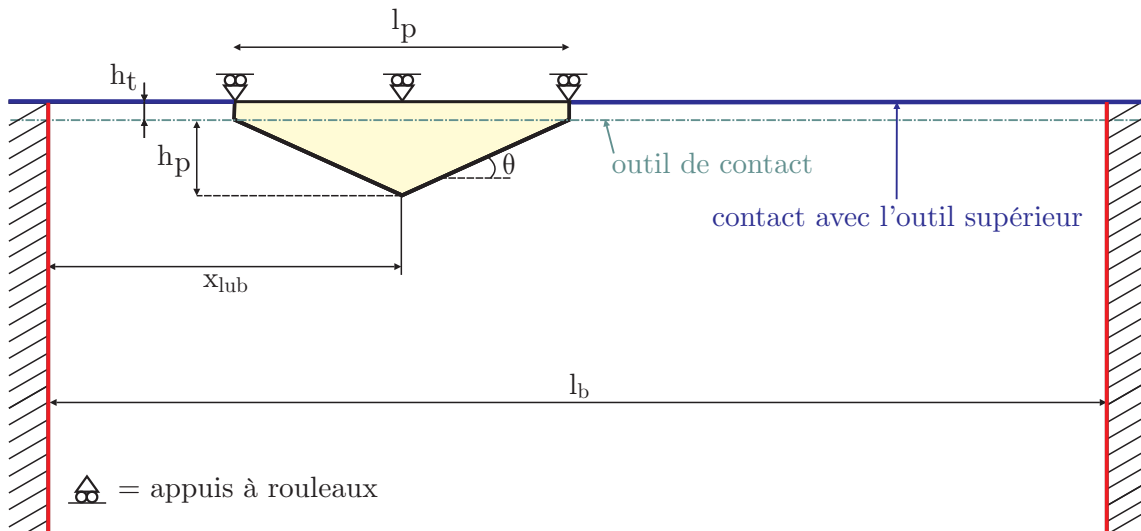


FIGURE 7.11 – Géométrie du modèle macroscopique permettant de reproduire les expériences d'étrage de Bech [9]. Les dimensions utilisées pour traiter le point de fonctionnement C7 sont indiquées dans le tableau 7.4.

### 7.3.2 Conditions aux limites

Dans le modèle, on place le bord supérieur de la poche de lubrifiant sur des appuis à rouleaux. Le déplacement vertical est donc empêché sur cette interface. On évite ainsi de devoir gérer le contact entre le fluide et l'outil rigide à l'aide de la méthode de la pénalité. En effet, lors de la mise au point du modèle, on a constaté que des petites variations de la valeur du gap normal entre les noeuds de contact et l'outil rigide avaient tendance à augmenter le nombre d'itérations nécessaires à chaque pas de temps. De plus, dans certains cas, l'algorithme d'intégration temporelle devait diviser la taille du pas de temps pour pouvoir converger. Ceci engendrait donc une augmentation importante du temps de calcul. Ces difficultés numériques sont essentiellement dues à la faible valeur de viscosité du lubrifiant par rapport au module de cisaillement de la tôle en aluminium. En effet, de faibles variations des forces nodales peuvent déformer le maillage de manière importante ce qui rend plus complexe la résolution des équations d'équilibre à l'aide de la méthode de Newton-Raphson.

Si seul le déplacement vertical des noeuds du fluide est bloqué, le déplacement horizontal reste libre. On n'applique donc pas de condition d'adhérence du fluide à la paroi. En effet, on souhaite simplement calculer la pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant. Il n'est donc pas nécessaire de calculer précisément l'écoulement du lubrifiant dans la cavité à l'aide de ce modèle.

Pour étirer la tôle entre les outils de contact, on impose un déplacement horizontal à vitesse imposée  $V_x$  sur le bord droit de la tôle.

### 7.3.3 Gestion du contact

Le bord supérieur de la tôle est en contact avec l'outil supérieur rigide identique à celui utilisé dans le modèle macroscopique sans poche de lubrifiant.

On ajoute également au modèle un outil horizontal supplémentaire situé à une distance  $h_t$  de l'outil supérieur (cfr. figure 7.11). Cette astuce numérique permet d'éviter que la poche ne se referme complètement et les distorsions de maillage que cet effet pourrait engendrer. En effet, d'après les observations de Bech la base carrée de la pyramide voit sa section diminuer lors de son entrée dans la zone de contact.

L'outil inférieur est composé de deux parties. La première est constituée de deux droites inclinées d'un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontale reliées entre elles par un congé de raccordement de rayon  $R = 1$  mm. La seconde partie est composée d'une ligne horizontale située à une distance  $h_1$  de l'outil supérieur. Cet outil permet d'éviter que la tôle ne fléchisse avant la zone de contact, comme cela a été observé avec le modèle macroscopique sans poche de lubrifiant (cfr. figure 7.10). Cet outil est nécessaire en raison des conditions d'appuis utilisées sur le bord supérieur de la poche de lubrifiant. En effet, en cas de flexion de la tôle, le lubrifiant serait fortement étiré avec pour conséquence des déformations parasites importantes du maillage du lubrifiant.

La présence de cet outil modifie légèrement les résultats. On a modélisé le cas C7 à l'aide du modèle macroscopique sans poche de lubrifiant. On a effectué ces simulations avec et sans cet outil horizontal empêchant la tôle de fléchir. La figure 7.12 montre l'évolution temporelle de la tension sur le bord droit de la bande. La différence entre ces deux courbes est inférieure à 1%. La figure 7.13 compare les profils de pression de contact sur le bord supérieur de la tôle. Sur cette figure, on observe une augmentation de la longueur de contact ainsi qu'une modification du profil de pression à proximité de la zone d'entrée. Par contre, le profil de pression n'est pas influencé dans la zone où les remontées de lubrifiant sur les plateaux sont observées. En effet, dans le cas C7, Bech [8] observe l'apparition du MPHSL lorsque l'avant de la poche se trouve à 4.5 mm de la sortie de l'outil.

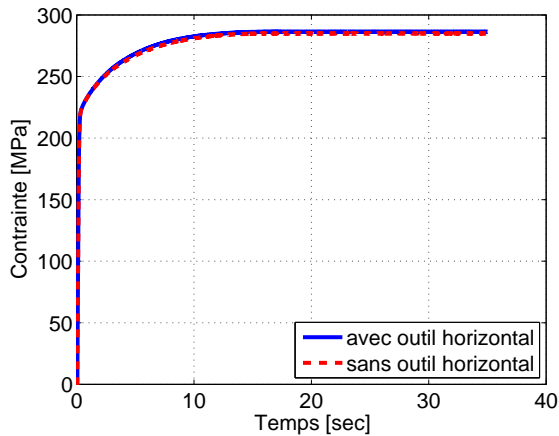


FIGURE 7.12 – Tension moyenne sur le bord droit de la tôle. Comparaison des résultats avec et sans outil horizontal permettant d'éviter la flexion de la tôle.

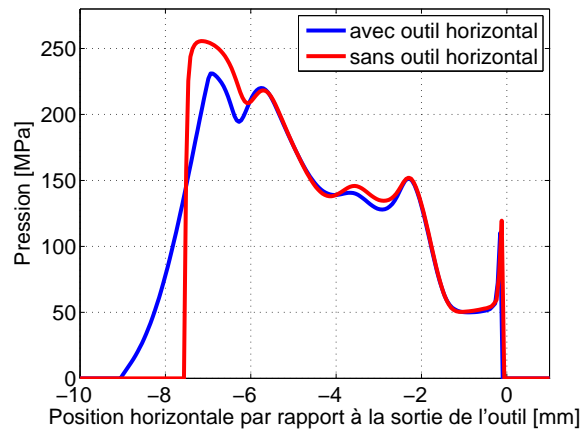


FIGURE 7.13 – Profil de pression de contact sur le bord supérieur de la tôle. Comparaison des résultats avec et sans outil horizontal permettant d'éviter la flexion de la tôle.

Comme pour les simulations décrites dans la section 7.2 on utilise la méthode de la pénalité pour gérer le contact. Les valeurs des paramètres de pénalité normale et les coefficients de frottements associés sont indiqués dans le tableau 7.5. On utilise une valeur de pénalité normale beaucoup plus élevée sur le bord supérieur de la tôle que sur le bord inférieur. Le but est de réduire la taille du gap normal de manière à ce que celui-ci soit inférieur à l'épaisseur des tuyaux ( $0.1 - 0.5 \mu\text{m}$ ) utilisée dans le modèle microscopique décrit à la section 7.4. On évite ainsi les distorsions de mailles sur les extrémités des tuyaux du modèle microscopique.

Interaction de contact	Entité maître	Entité esclave	$C_N$ [MPa/mm]	$\mu_a$ -
# 1	outil supérieur	bord supérieur de la tôle	$5 \cdot 10^7$	0.05
# 2	outil horizontal // à l'outil sup.	bord inférieur de la poche de lubrifiant	$10^5$	0.05
# 3	outil horizontal inférieur	bord inférieur de la tôle	$10^6$	0.00
# 4	outil incliné	bord inférieur de la tôle	$10^6$	0.25

TABLEAU 7.5 – Valeurs de la pénalité normale  $C_N$  utilisées, sur chacune des interactions de contact, lors de la modélisation du point de fonctionnement C7. La pénalité tangentielle est donnée par  $C_T = \mu_a C_N$ .

### 7.3.4 Maillage

Le maillage est représenté sur la figure 7.14. La majeure partie de celui-ci est constituée de mailles carrées de 0.05 mm de côté. C'est cette taille de maille qui avait été utilisée pour obtenir les résultats décrits à la section précédente dans le modèle sans poche de lubrifiant. La dimension des éléments de la tôle devient de plus en plus fine à l'approche de la cavité. Cette partie du maillage est générée à l'aide du mailleur non structuré de Metafor.

Le maillage du lubrifiant est généré à l'aide d'un mailleur transfini. Celui-ci est constitué de 2 mailles sur l'épaisseur et de 80 mailles sur la demi-largeur. La taille des mailles dans le sens de la largeur de la poche suit une progression géométrique. Le ratio entre la plus petite et la plus grande maille est de 25.

Le maillage de la tôle est lagrangien tandis que la partie fluide est gérée à l'aide du formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien. L'utilisation d'un maillage transfini sur le domaine fluide facilite le repositionnement des noeuds lors de l'étape ALE. En effet, une fois que les noeuds sont repositionnés sur le bord supérieur – à l'aide d'une méthode qui conserve l'abscisse curviligne d'origine – il suffit d'interpoler les nouvelles positions des noeuds de la frontière pour trouver les nouvelles positions des noeuds internes.

### 7.3.5 Matériaux

Comme dans la section précédente, on utilise une loi Smatch (cfr. équation 7.1) pour représenter le comportement élastoplastique de la **tôle**.

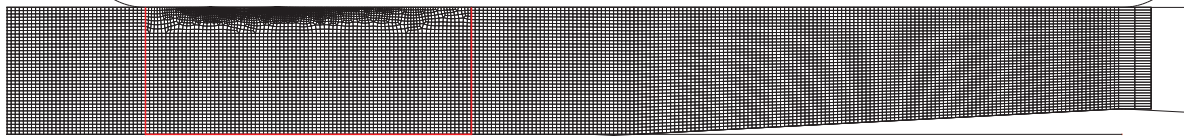
A l'exception des cas A1 et C1, Bech [8] a utilisé un même type de **lubrifiant** pour remplir les cavités pyramidales dans l'ensemble de ses essais. D'après lui, la dépendance de la viscosité à la pression de cette huile peut être approchée par la loi de Barus (cfr. equation 7.3).

On utilise une loi de Norton-Hoff pour modéliser le comportement du lubrifiant. On fait l'hypothèse que celui-ci a un comportement newtonien. Dans le modèle, la viscosité est indépendante de la pression. On utilise une valeur de viscosité de 230 MPa, soit la pression hydrostatique estimée par Bech dans un de ses essais.

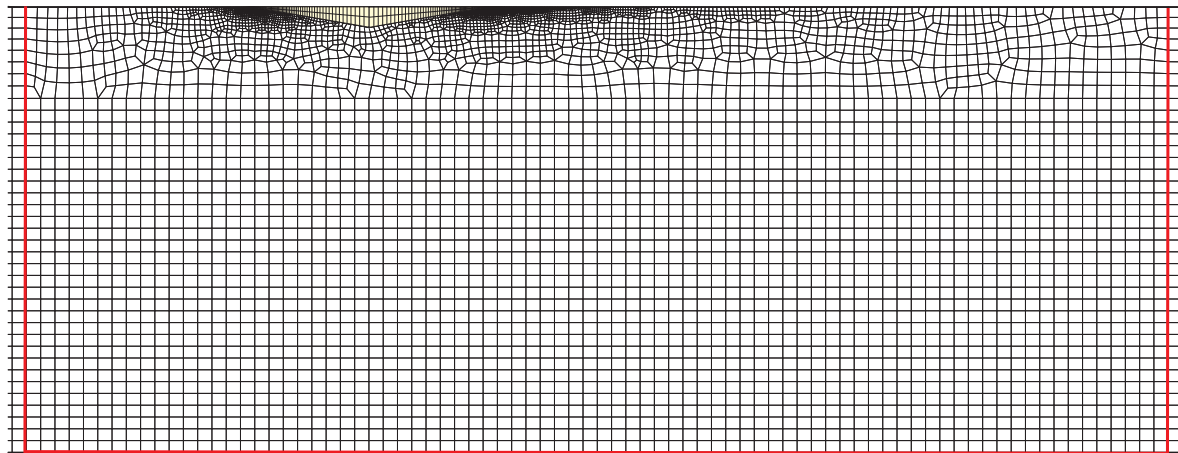
$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_l p_b) = 0.28 \exp(2.1 \times 10^{-2} \times 230) = 35.06 \text{ Pa.s} \quad (7.3)$$

Comme cela a été expliqué à la section 6.2.5 (cfr. page 169) la pression est calculée de manière incrémentale. L'incrément de pression au cours d'un pas de temps est calculé à l'aide du module de compressibilité  $K$ . Dans un premier temps, on suppose cette valeur constante. Comme on ne dispose pas des données relatives au lubrifiant utilisé dans les expériences de Bech, on utilise  $K = 1700 \text{ MPa}$  qui est une valeur classique pour une huile de laminage. En pratique, ce paramètre varie avec la pression. On prend en compte ce phénomène à la section 7.3.8.

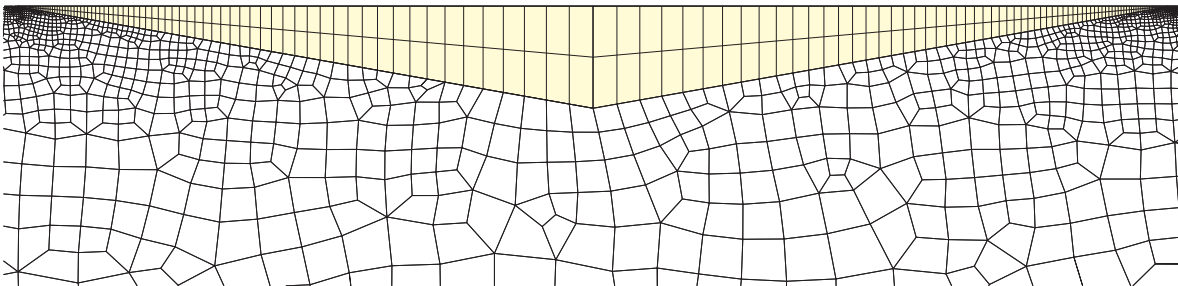
Maillage non-déformé : position de la zone encadrant la poche de lubrifiant (en rouge) par rapport à la zone de contact



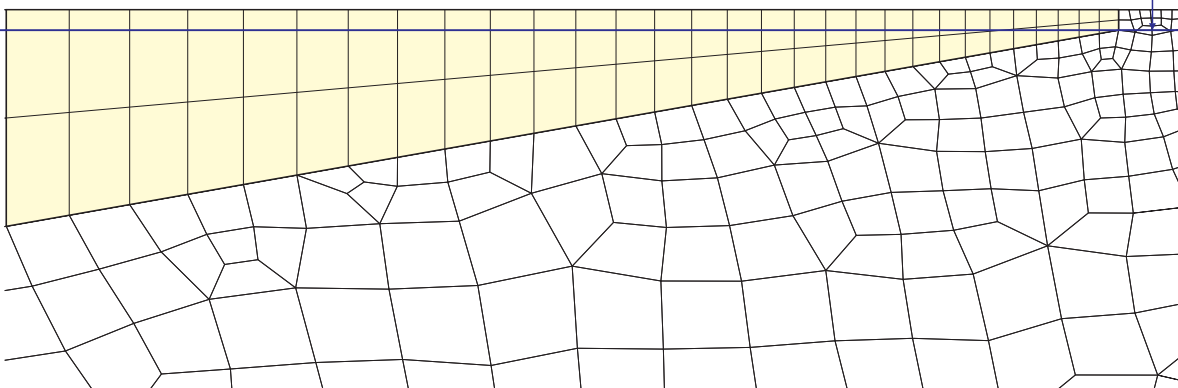
Zoom sur zone rectangulaire entourant la poche de lubrifiant



Zoom sur la poche de lubrifiant



Zoom sur la partie droite de la poche de lubrifiant



**FIGURE 7.14** – Maillage utilisé lors de la modélisation du point de fonctionnement C7 des expériences de Bech à l'aide du modèle macroscopique. Le maillage comprend 20085 éléments dont 320 pour la poche de lubrifiant. La partie solide de la zone rectangulaire est discrétisée à l'aide de 6047 éléments.

### 7.3.6 Méthodes d'intégration

L'intégration des éléments solides est effectuée à l'aide d'éléments de type SRIPR. Pour le fluide, par contre, on utilise des éléments de type SRI. Comme cela a été montré dans le chapitre 6, ceux-ci ont un comportement plus stable lors de la modélisation du fluide.

L'intégration temporelle est réalisée au moyen du schéma d'intégration dynamique implicite de Chung-Hulbert [22]. Les valeurs des paramètres utilisés sont les valeurs par défaut décrites dans la section 6.2.8.

### 7.3.7 Analyse des résultats

Le modèle numérique a été utilisé pour modéliser le point de fonctionnement C7. Celui-ci a déjà été étudié à la section 7.2.4 grâce au modèle d'étirage sans poche de lubrifiant à la surface de la tôle. Les conditions dans lesquelles ce test a été réalisé sont rappelées dans le tableau 7.6.

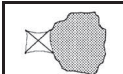
	red. [%]	$\alpha$ [°]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup}$	$\mu_{inf}$
	20	3	0.5	0.05	0.25

TABLEAU 7.6 – Conditions d'étirage du point de fonctionnement C7 (cfr. figure 7.2) pour lequel Bech observe une remontée du lubrifiant vers l'avant de la poche : Micro-Plasto-HydroStatic-Lubrication.

#### Profil de pression d'interface

Les figures 7.15 et 7.16 montrent le profil de pression de contact solide–solide  $p_a$  sur le bord supérieur de la tôle ainsi que la pression hydrostatique  $p_b$  dans la poche de lubrifiant pour différentes positions de la cavité dans la zone de contact. On s'attend à une remontée de lubrifiant lorsque la pression du lubrifiant  $p_b$  est supérieure à la pression de contact solide–solide  $p_a$ .

Lorsque la poche se trouve à la position #1 représentée sur la figure 7.15, on constate que la pression de contact  $p_a$  sur les bords de la poche est nettement supérieure à la pression hydrostatique. Dans ce cas, le lubrifiant n'a pas la possibilité de remonter sur les plateaux. Il est confiné dans la cavité.

Une fois que l'avant de la poche se trouve à 5.2 mm de la sortie de la zone de contact (cfr. position #2 sur la figure 7.15), on remarque que la pression hydrostatique est légèrement supérieure à la pression de contact  $p_a$ . Dans ce cas, la condition permettant au lubrifiant de s'échapper vers l'avant de la poche (MPHSL) est remplie.

Dans ce modèle, on ne laisse pas au lubrifiant la possibilité de s'échapper de la poche. Néanmoins, lorsqu'on zoome sur le maillage situé à l'avant de la cavité (cfr. figure 7.17), on constate qu'il y a une perte de contact entre la tôle et l'outil sur une distance de 16  $\mu\text{m}$ . Cette longueur serait bien évidemment plus grande si le modèle permettait au lubrifiant de s'échapper de la poche. En effet, le fluide pourrait alors remplir le gap entre la tôle et l'outil et le faire grandir.

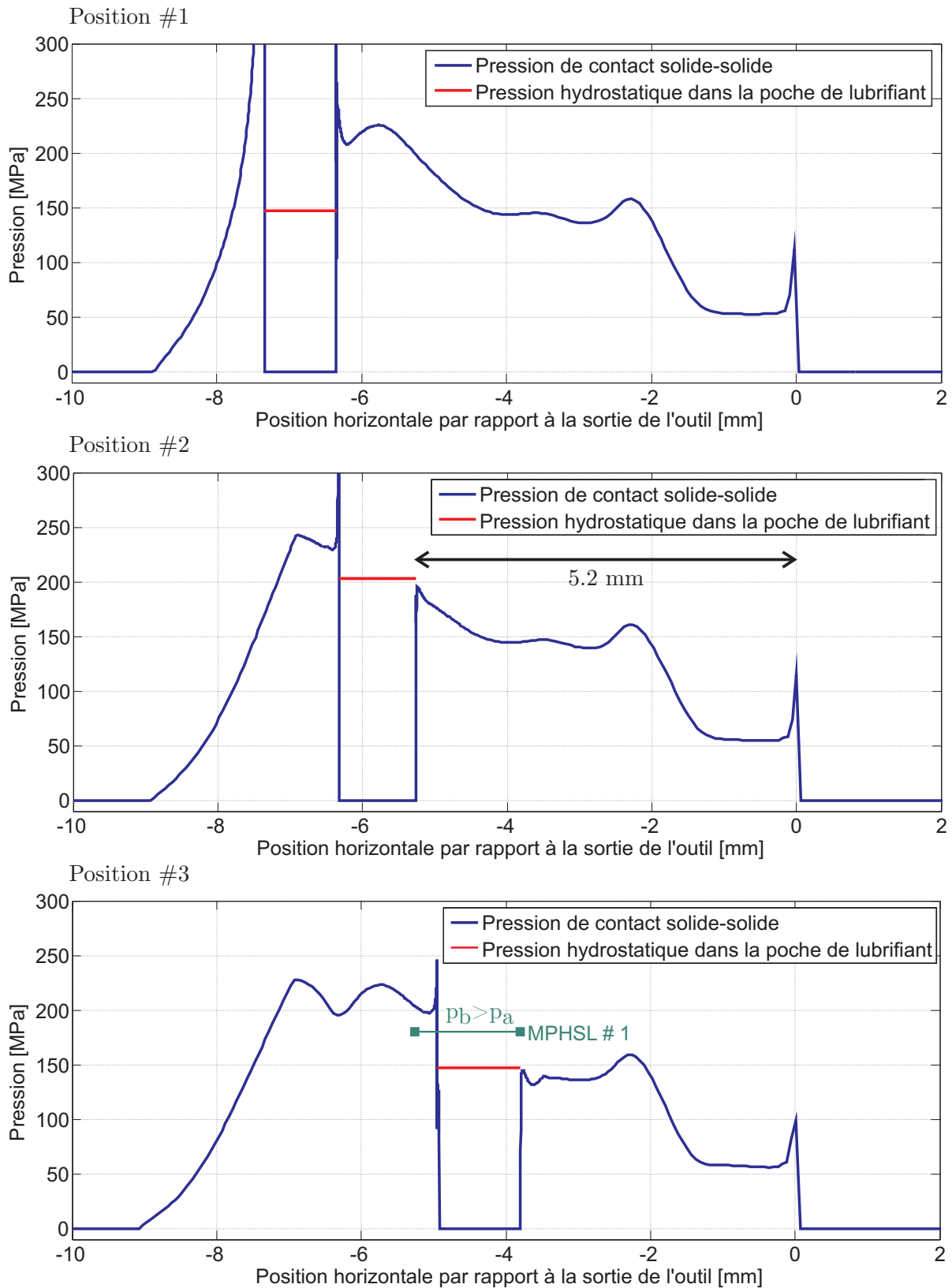


FIGURE 7.15 – Comparaison de la pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant  $p_b$  à la pression de contact solide-solide  $p_a$  entre la tôle et l'outil supérieur pour différentes positions de la poche de lubrifiant dans la zone de contact. L'égalité des pressions fluide et solide est vérifiée lorsque l'avant de la cavité se trouve à 5.2 mm de la sortie de la zone de contact ce qui est très proche de la valeur de 4.5 mm mesurée par Bech [8] lors de ses expériences.



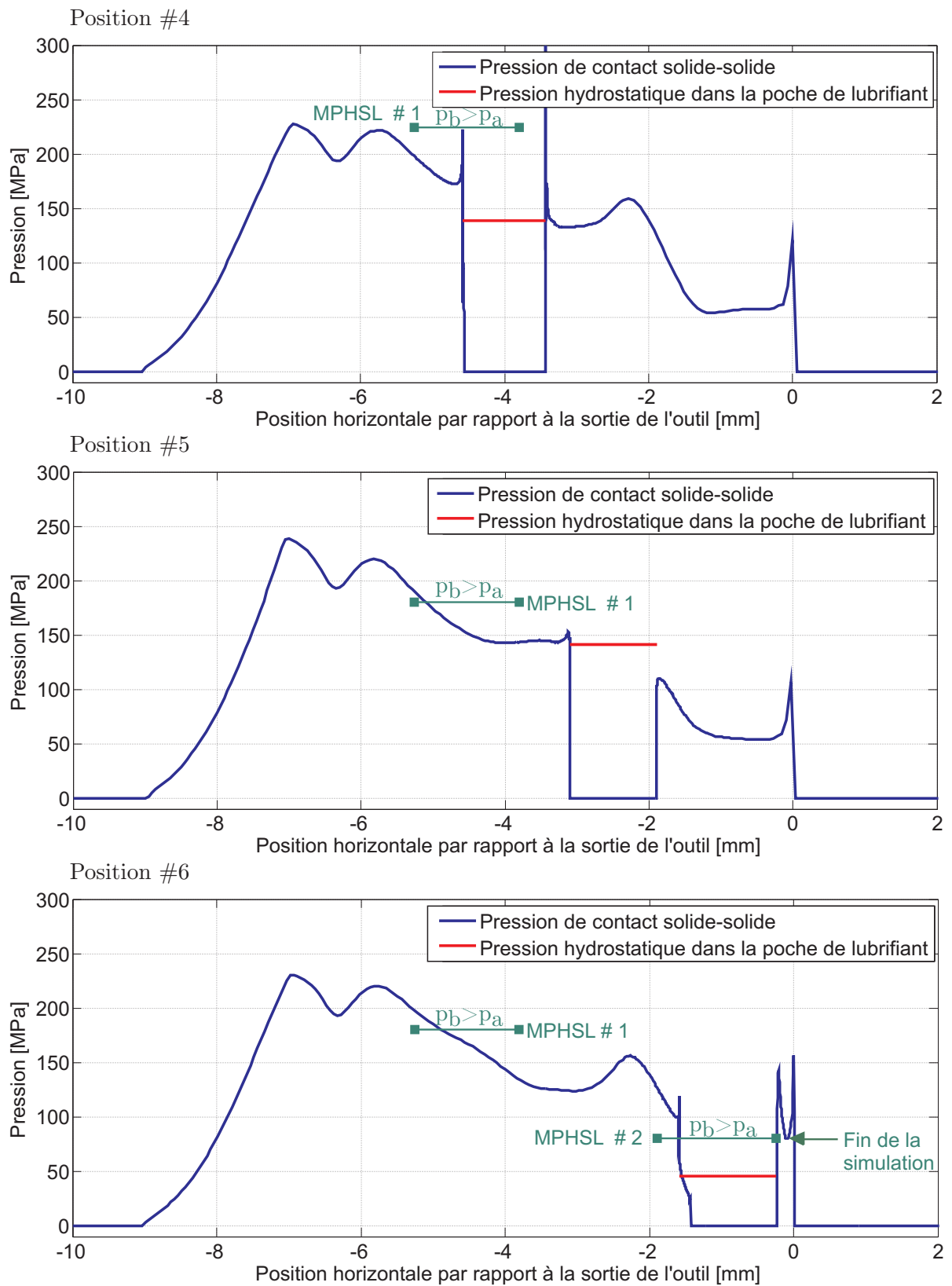


FIGURE 7.16 – Comparaison de la pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant  $p_b$  à la pression de contact solide-solide  $p_a$  entre la tôle et l'outil supérieur pour différentes positions de la poche de lubrifiant dans la zone de contact.

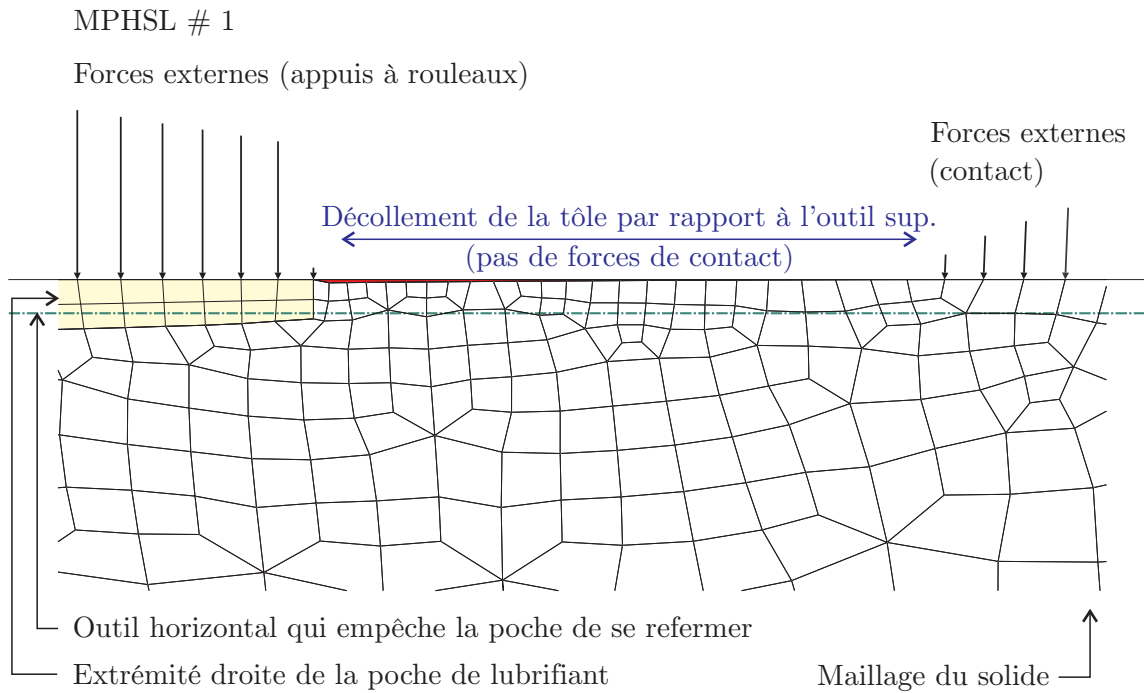


FIGURE 7.17 – Zoom sur la partie droite de la poche de lubrifiant lors de la première phase du MPHSL. La pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant – représentée en jaune sur le schéma – engendre un décollement de la tôle par rapport à l'outil supérieur en aval de la cavité.

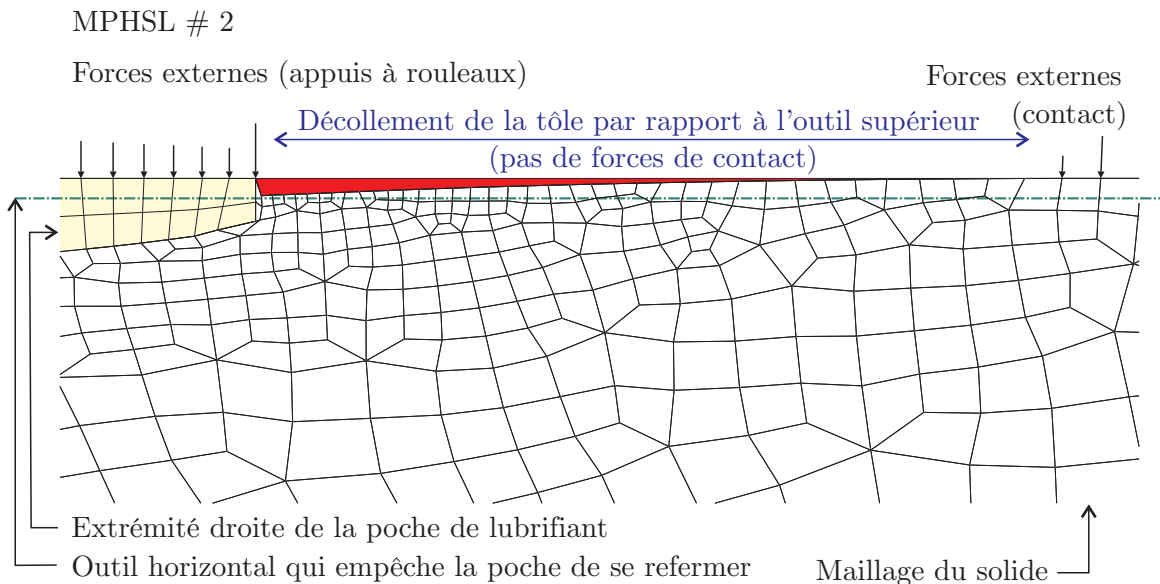


FIGURE 7.18 – Zoom sur la partie droite de la poche de lubrifiant lors de la deuxième phase du MPHSL. La pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant – représentée en jaune sur le schéma – engendre un décollement de la tôle par rapport à l'outil supérieur en aval de la cavité. Le gap observé est plus important que celui obtenu lors de la première étape du MPHSL représenté sur la figure 7.17.

Lors de ses essais expérimentaux, Bech [8] a mesuré une distance de 4.5 mm entre l'avant de la poche et la sortie de l'outil lorsque le fluide s'échappe vers l'avant de la poche. Le modèle numérique prédit une valeur de 5.2 mm (cfr. figure 7.15 – position #2). On observe donc une très bonne correspondance entre les résultats numériques et l'expérience.

La pression hydrostatique reste supérieure à la pression d'interface sur une distance de 1.45 mm. Ensuite,  $p_b$  diminue et devient inférieure à la pression de contact  $p_a$  (cfr. figure 7.16 – position #4).

La pression hydrostatique du lubrifiant  $p_b$  devient de nouveau supérieure à la pression de contact solide-solide  $p_a$  lorsque l'avant de la poche se situe à 1.9 mm de la zone de sortie (cfr. figure 7.16 – position #5). Lorsque la simulation s'arrête, la poche est toujours dans la zone de contact. La pression de contact  $p_a$  en aval de la poche est supérieure à la pression hydrostatique comme on peut le constater sur la figure 7.16 à la position #6. Cependant, on observe un gap entre la tôle et l'outil à l'avant de la cavité comme le montre la figure 7.18.

On ne dispose pas de la vidéo enregistrée par Bech lors de cet essai. On n'est donc pas en mesure de confirmer que la remontée du lubrifiant vers l'avant de la poche (MPHSL) se produit en deux étapes. Néanmoins, le modèle permet de prédire le moment à partir duquel l'écoulement débute. À notre connaissance, aucun autre modèle décrit dans la littérature n'est capable de donner cette information.

### Pression du lubrifiant

L'évolution de la pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant au cours du temps est représentée sur la figure 7.19. Lorsque le centre de la poche se situe entre  $-8$  et  $-6.8$  mm, la pression augmente quasi linéairement. Ensuite, la courbe sature et atteint un maximum absolu lorsque le centre de la poche se trouve à  $5.8$  mm de la sortie de l'outil. Ensuite, la pression diminue. Cette diminution est fort marquée dans un premier temps et beaucoup plus douce ensuite entre  $-4.5$  et  $3$  mm. Un maximum local est atteint,  $2.6$  mm avant la sortie. Au-delà, la pression diminue linéairement.

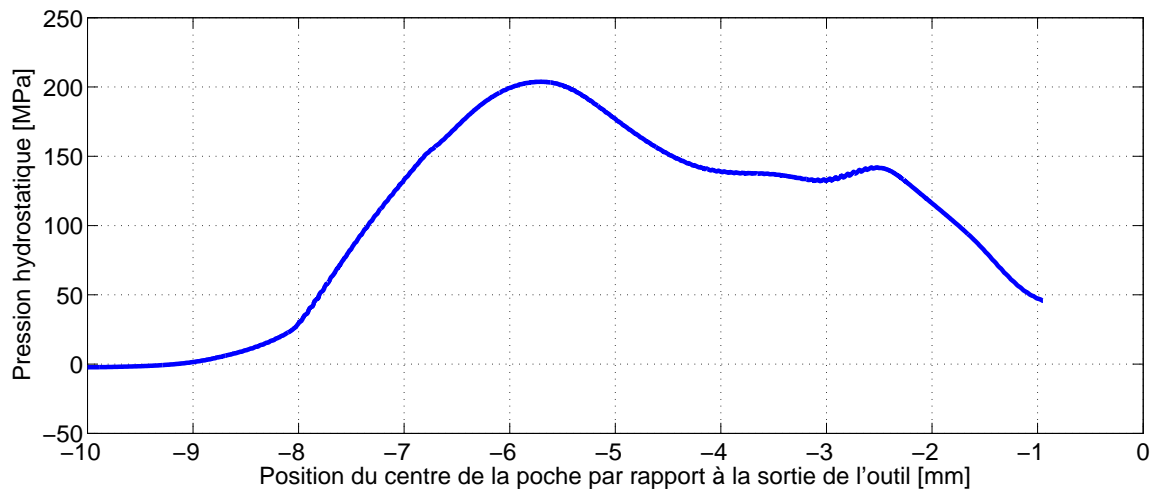


FIGURE 7.19 – Pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant.

Le ratio entre le volume initial  $V_0$  et le volume courant  $V$  de la poche de lubrifiant est représenté sur la figure 7.20. L'allure de cette courbe est très similaire à celle de la pression hydrostatique. Ceci est cohérent puisque, dans Metafor, l'incrément de pression est calculé sur base de la variation de volume.

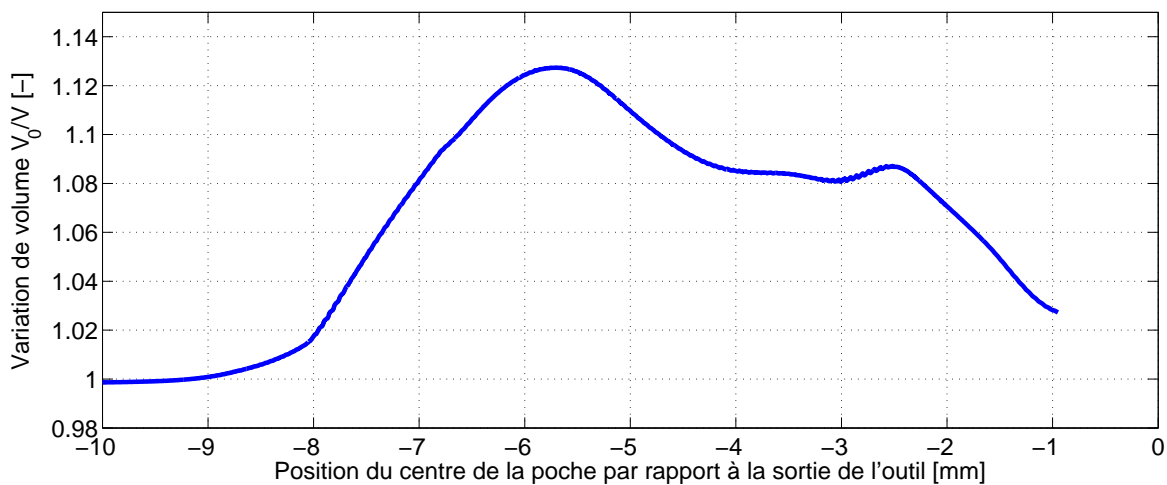


FIGURE 7.20 – Variation de volume de la poche de lubrifiant.

### Forme de la courbe de force d'étirage

L'évolution de la force d'étirage en fonction de la position du centre de la poche par rapport à la sortie de l'outil est représentée sur la figure 7.21. Pour des raisons de lisibilité, on a effectué un zoom sur la partie supérieure de la courbe.

Les tendances observées sur cette courbe peuvent être expliquées en analysant l'évolution de la forme de la poche de lubrifiant. On a décomposé cette courbe en 8 zones. Sur les figures 7.22, 7.23 et 7.24 on a représenté la forme de la poche au début et à la fin de chacune de ces zones.

Dans la première étape, la poche est comprimée, le bord inférieur de la poche se soulève. La partie droite de la poche se referme légèrement. Ceci augmente la longueur de la zone de contact tôle-outil. Dès lors, la force d'étirage augmente. Dans la deuxième phase, la poche est étirée. La longueur de la zone de contact solide-solide diminue ce qui réduit la force d'étirage.

Lors de la troisième étape, la poche continue de s'allonger. De plus, les noeuds de contact se séparent de l'outil comme on peut le voir sur la figure 7.17. Ceci est dû au fait que la pression hydrostatique est supérieure à la pression de contact solide-solide qui règne à l'avant de la poche. Ceci réduit donc le frottement et donc la force d'étirage.

Au cours de la quatrième phase, l'arrière de la poche se referme et la force d'étirage augmente légèrement. Elle diminue ensuite lors de la 5e étape en raison de l'extension de la poche. Cette diminution est plus marquée lors de la sixième étape, car là aussi, la condition permettant d'observer le MPHSL est rencontrée et les noeuds de contact situés à l'avant de la poche se détachent une nouvelle fois de l'outil rigide (cfr. figure 7.18). Enfin, la force d'étirage augmente en raison de la fermeture de l'arrière de la poche.

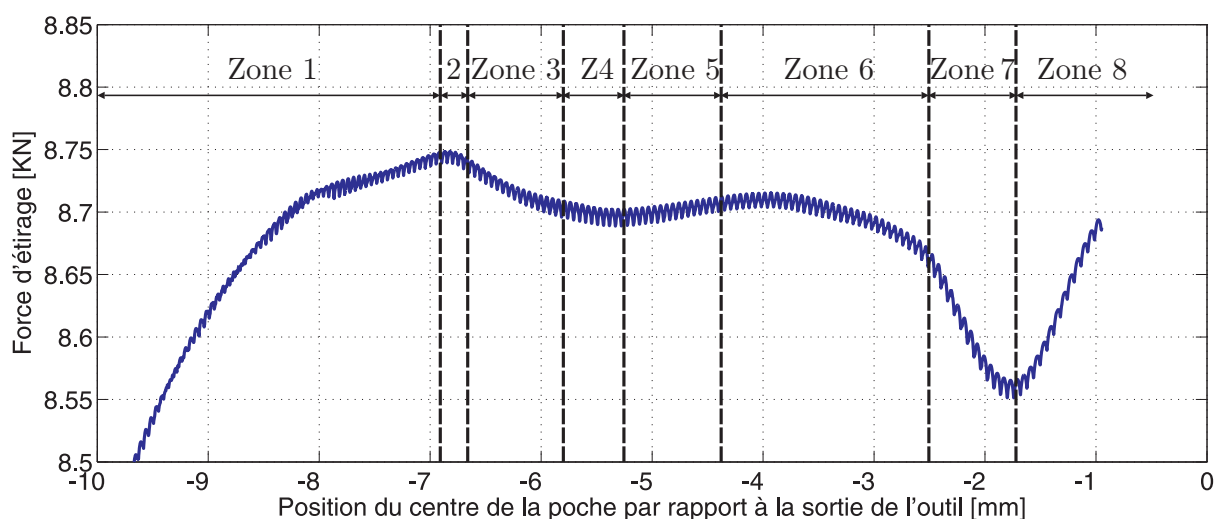


FIGURE 7.21 – Évolution de la force d'étirage au cours de la simulation.

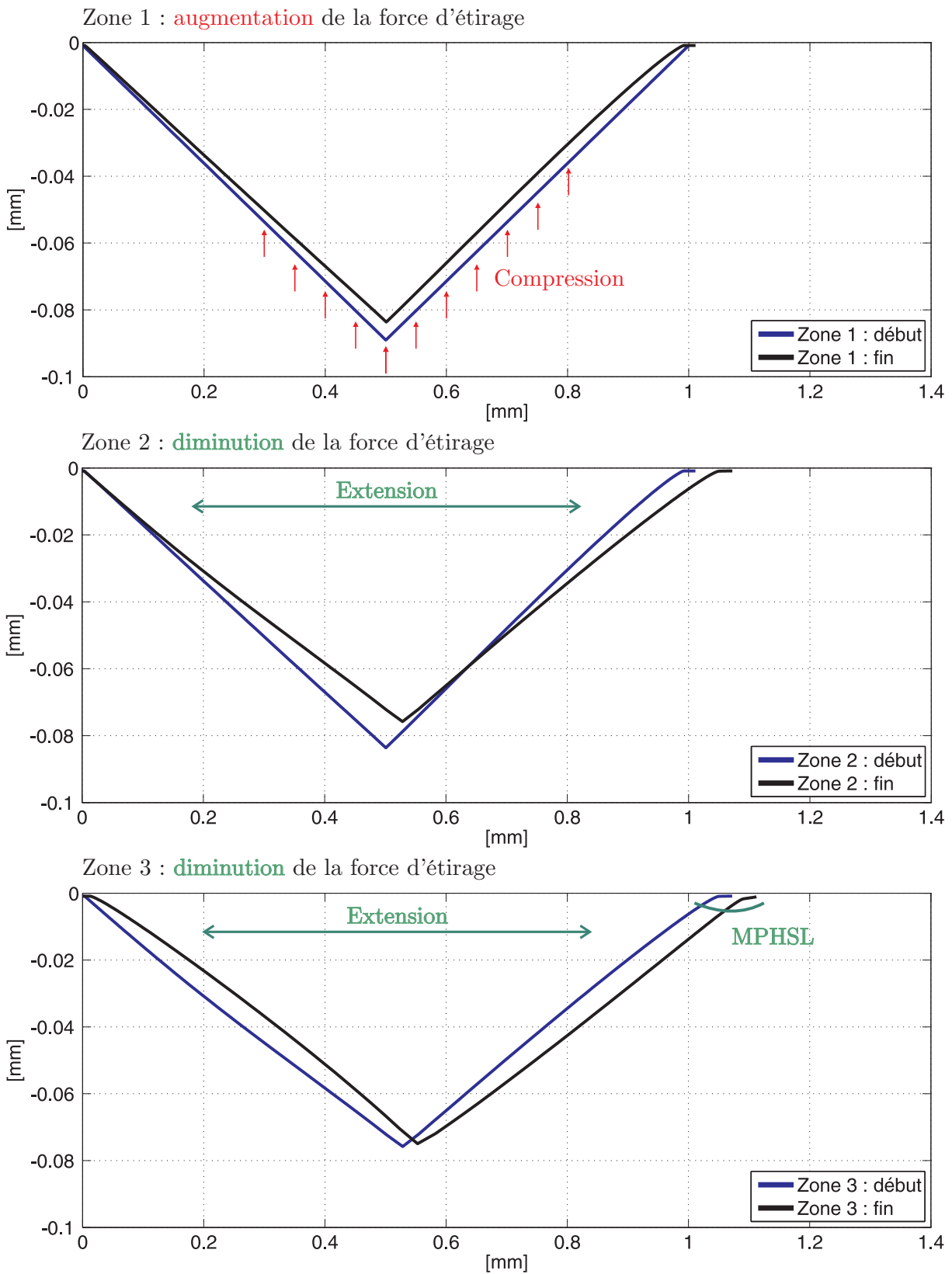


FIGURE 7.22 – Évolution de la forme de la cavité au cours de la simulation pour les différentes zones identifiées sur la courbe de la force d'étirage.

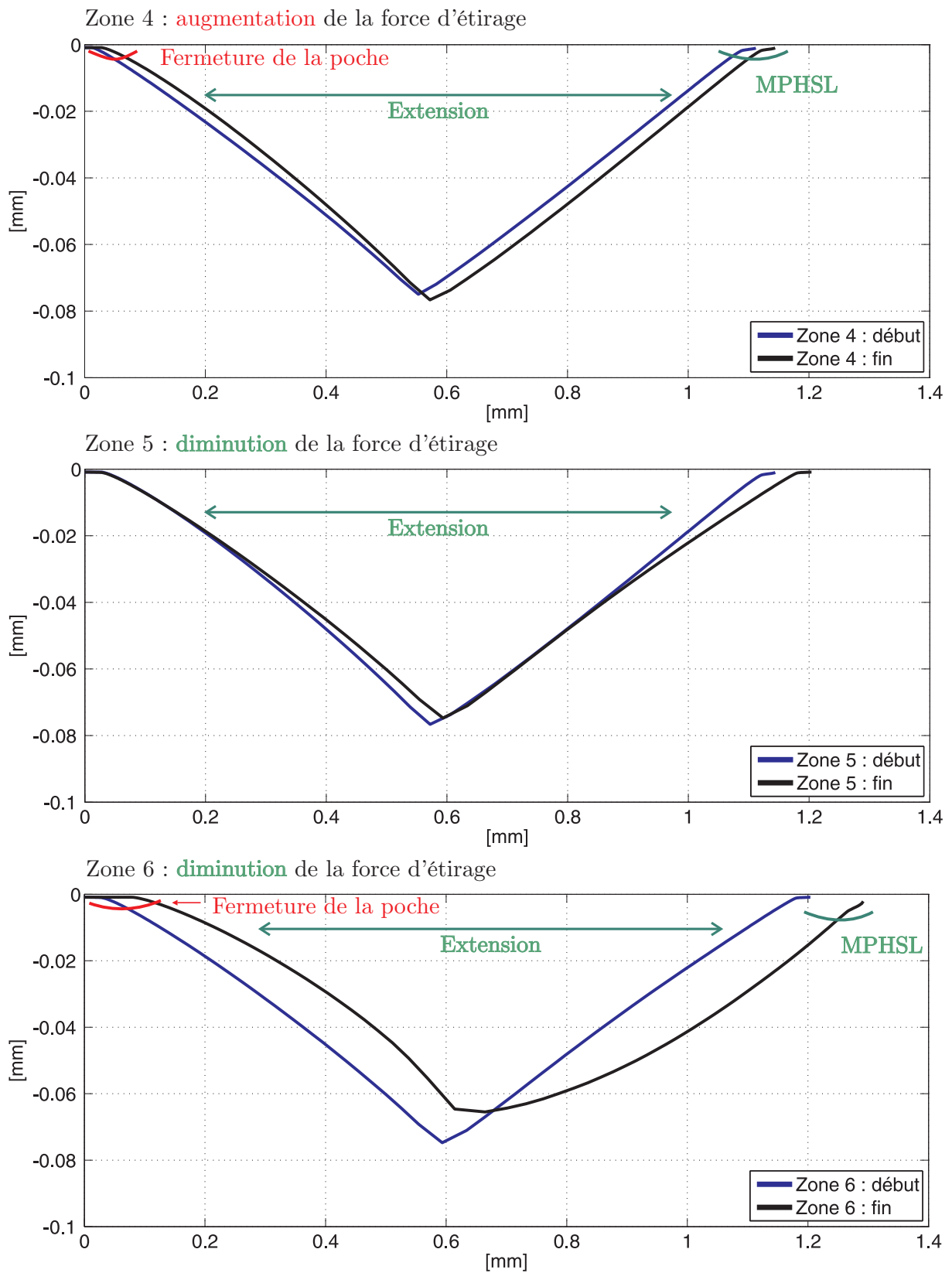


FIGURE 7.23 – Évolution de la forme de la cavité au cours de la simulation pour les différentes zones identifiées sur la courbe de la force d'étirage.

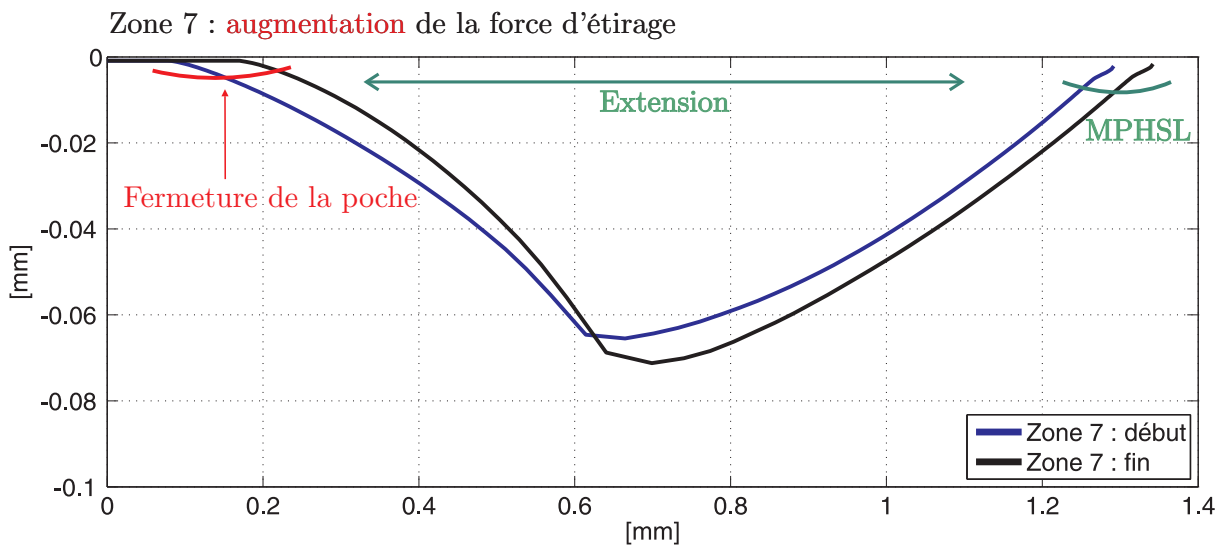


FIGURE 7.24 – Évolution de la forme de la cavité au cours de la simulation pour les différentes zones identifiées sur la courbe de la force d'étirage.

### 7.3.8 Étude paramétrique

Deux phénomènes physiques n'ont pas été pris en compte dans le modèle macroscopique décrit dans cette section. Il s'agit de la dépendance du module de compressibilité à la pression hydrostatique et de l'écroutissage de la tôle généré par le procédé d'indentation lors de la formation des poches. On choisit de prendre en compte ces phénomènes dans le modèle pour quantifier leur influence sur les résultats.

#### 7.3.8.1 Dépendance du module de compressibilité à la pression

Le module de compressibilité d'une huile de laminage peut être fortement influencé par la pression hydrostatique. Pour s'en convaincre, il suffit d'observer la figure 7.25. Celle-ci montre des mesures du module de compressibilité  $K$  d'une huile de laminage, que l'on appellera ici *huile B*, en fonction de la pression pour différentes températures.

Pour une température de 25°C, la valeur de  $K$  varie du simple au double entre la mesure 0 et 200 MPa. Pour les différentes températures étudiées lors des mesures, les courbes expérimentales sont linéaires jusqu'à 300 MPa. Les simulations réalisées sur les cas REF, C1 et C7, ainsi que les mesures effectuées par Bech indiquent que la pression hydrostatique au sein de la poche varie entre 0 et 300 MPa. On va donc maintenant modéliser la variation de ce paramètre à l'aide d'une relation linéaire.

Comme on ne dispose pas des valeurs expérimentales relatives aux huiles utilisées par Bech, on a donc utilisé les données de l'huile B à 25°C. La relation suivante permet d'approcher ces mesures expérimentales :

$$K(25^\circ\text{C}) = 1589 + 9.44 p_b \quad [\text{MPa}] \quad (7.4)$$



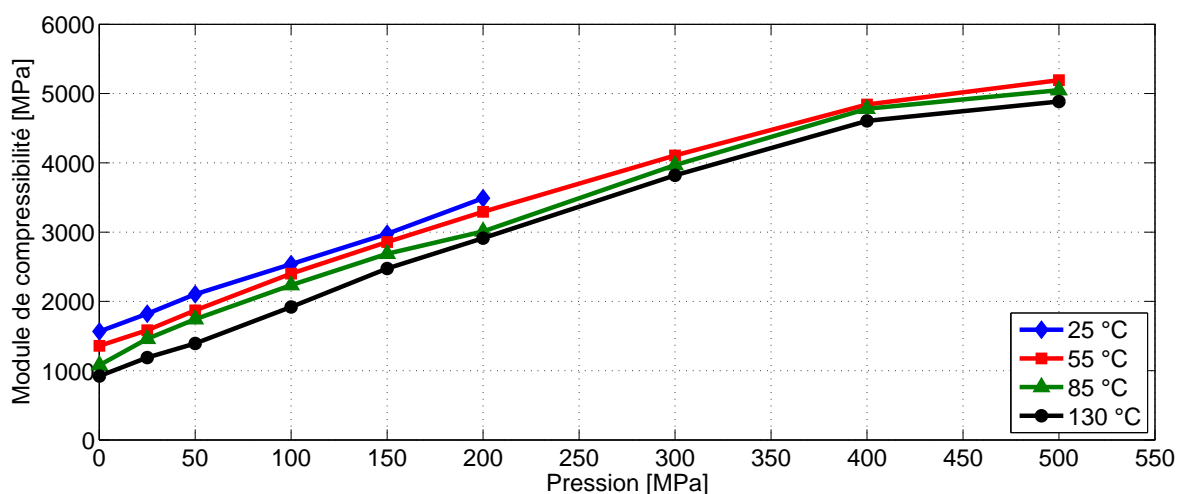


FIGURE 7.25 – Module de compressibilité  $K$  en fonction de la pression au sein du lubrifiant pour l'huile B [100].

### 7.3.8.2 Effet des déformations plastiques dues à l'indentation

Lors de ses essais expérimentaux, Bech a créé les cavités macroscopiques à la surface de la tôle par indentation. Pour ce faire, il a utilisé un outil en acier composé d'indenteurs pyramidaux. Ces pyramides ont une base carrée de 1 mm de côté et une pente de  $10^\circ$ . Les cavités ont été générées sur la tôle en pressant l'outil en acier sur la tôle en aluminium.

#### Simulation du procédé d'indentation

Nos simulations du procédé d'étirage sont effectuées en 2D. On a donc également effectué ces simulations d'indentation en état plan de déformation. Celles-ci nous permettent de déterminer le champ de déformation plastique équivalente dans la tôle autour de la cavité. Ce champ est ensuite transféré par projection sur le maillage utilisé dans les simulations du procédé d'étirage pour tester l'influence de ces nouvelles conditions initiales.

Pour modéliser l'indentation de la tôle, on a indenté une tôle rectangulaire par un outil rigide incliné d'un angle  $\theta = 10^\circ$  par rapport à l'horizontale. Cette configuration est représentée sur la figure 7.26.

Par symétrie, le bord gauche latéral gauche est sur appuis à rouleaux. On a décidé de faire de même avec le bord inférieur. Comme dans les simulations d'étirage, l'épaisseur de la tôle est de 1.95 mm. On a choisi d'utiliser une longueur de tôle  $l_x$  de 2.5 mm. Cette distance est suffisante pour réduire l'influence des effets de bord.

Le contact entre l'outil rigide et la tôle est géré, comme précédemment, à l'aide de la méthode de la pénalité. Le frottement est modélisé à l'aide de la loi de Coulomb. On a effectué des simulations avec différentes valeurs du coefficient de frottement allant de  $\mu = 0.1$  à  $\mu = 0.6$ . Dans la gamme de valeurs testées, on constate que le coefficient de frottement n'a pas d'influence sur le champ de déformation plastique équivalente. On a donc choisi arbitrairement d'utiliser les résultats obtenus avec  $\mu = 0.6$ .

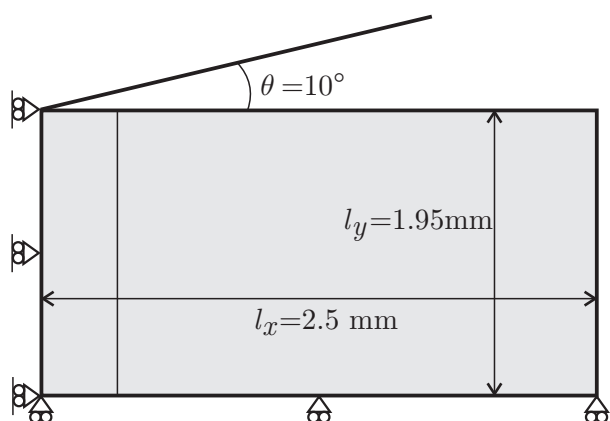


FIGURE 7.26 – Géométrie et conditions aux limites utilisées lors de la simulation d'indentation permettant de déterminer le champ de déformation plastique équivalente autour de la cavité triangulaire.

On utilise un maillage uniforme. Il est constitué d'éléments rectangulaires de  $0.04 \text{ mm} \times 0.025 \text{ mm}$  (4914 éléments). Ceci est suffisant pour représenter le champ de déformation plastique équivalente comme le montre la partie gauche de la figure 7.27.

La totalité de l'épaisseur de la tôle subit des déformations plastiques. La largeur de la bande dans laquelle la déformation plastique est non nulle vaut environ  $1.1 \text{ mm}$ . La valeur de maximale est de  $0.161$ . Celle-ci est localisée dans une zone située à la surface de la tôle sous le point bas de l'indenteur. Assez logiquement, la déformation plastique équivalente diminue graduellement lorsqu'on s'éloigne de l'indentation.

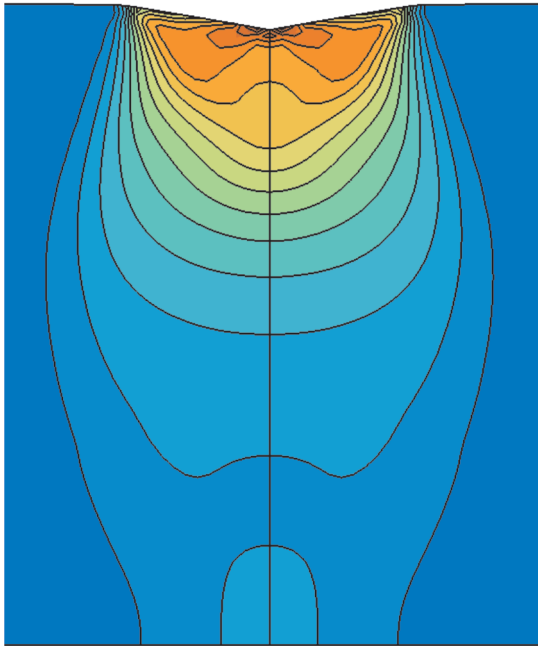
### Transfert de données

Le transfert du champ de déformation plastique équivalente est réalisé à l'aide d'une méthode de projection, très générale, utilisée également dans des procédures de remaillage [17]. Elle permet par exemple de transférer des données d'un maillage structuré vers un maillage non-structuré comme c'est le cas ici. Cette méthode de projection effectue le transfert des données après une reconstruction linéaire des champs.

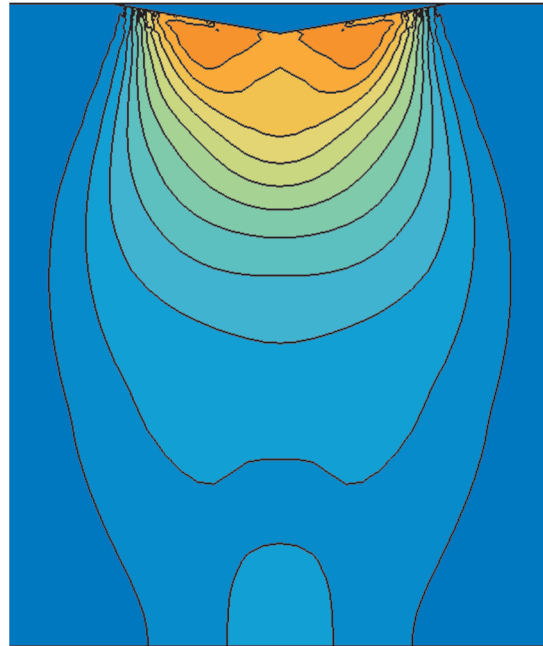
On choisit de transférer uniquement le champ de déformation plastique équivalente. Cette grandeur est stockée au point de Gauss des éléments. Par facilité, on choisit de ne pas transférer les contraintes résiduelles. Comme dans les simulations du procédé d'étrage, on utilise des éléments SRIPR pour modéliser le comportement du solide dans le modèle d'indentation.

Les champs avant et après transfert sont représentés sur la figure 7.27. On constate que les lignes de niveau ont la même allure. La forme du champ est donc préservée au cours du transfert. Par contre, les valeurs élevées associées à de forts gradients situés sous l'indenteur ne sont pas conservées lors du transfert. On observe en effet une diminution de l'ordre de  $20\%$  de la valeur maximum. Cette différence peut s'expliquer par la diffusion de la méthode de transfert. Ces méthodes sont parfois imprécises pour transférer des gradients élevés. De plus, le bord supérieur de la tôle après indentation n'est pas constitué de portions rectilignes comme les bords de la cavité du maillage cible. Il y a donc un léger décalage entre les deux géométries au moment du transfert. Ce qui explique la perte d'information. Nous nous satisferons néanmoins de la qualité des résultats obtenus.

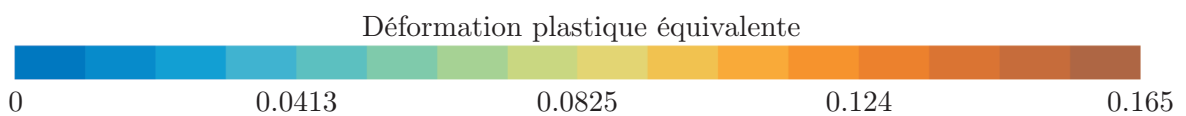
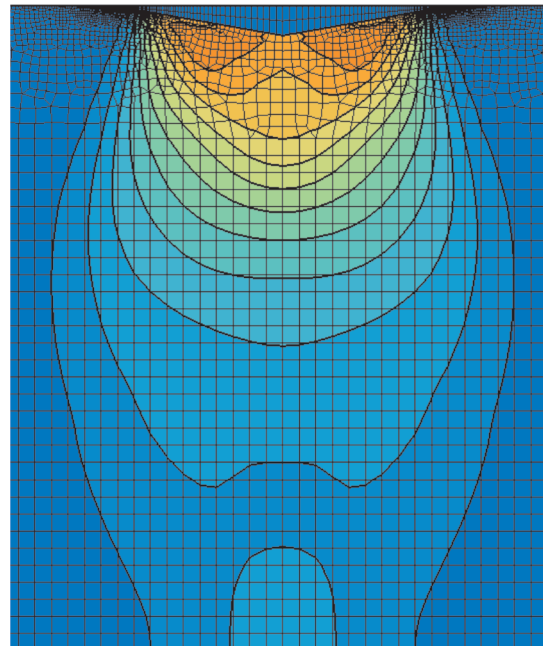
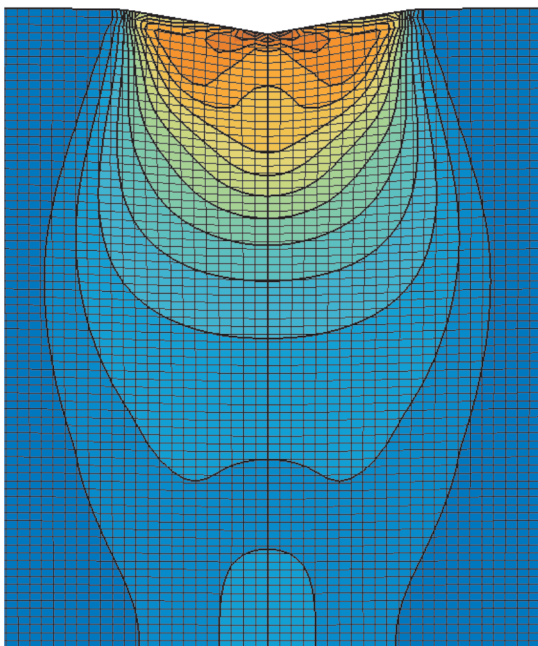
a) Résultats au terme de la simulation d'indentation



b) Résultats obtenus après transfert sur le maillage du modèle macroscopique



c) Superposition des maillages utilisés aux champs de déformation plastique équivalente



**FIGURE 7.27** – Comparaison des champs de déformation plastique équivalente obtenus au terme de la simulation d'indentation (à gauche) et après transfert sur le maillage utilisé dans la simulation d'étirage (à droite).

### 7.3.8.3 Analyse des résultats

On étudie l'influence de la variation du module de compressibilité avec la pression et de la présence des déformations plastiques équivalentes générées par le procédé d'indentation. Lors de cette étude, on a analysé les résultats suivants :

- l'étendue des zones dans l'emprise pour lesquelles on a  $p_b > p_a$  à l'avant de la poche,
- la pression hydrostatique du lubrifiant et la variation du volume de la cavité,
- la force d'étrage.

On compare les résultats obtenus avec le modèle dans les trois cas de figure répertoriés dans le tableau 7.7.

	Module de compressibilité [MPa]	Champ de déformations plastiques dues à l'indentation	Dénomination du cas l'analyse des résultats
cas 1	$K = 1700$	non	$K = 1700$ MPa
cas 2	$K = 1589 + 9.44 p_b$	non	$K(p) = \text{linéaire}$
cas 3	$K = 1589 + 9.44 p_b$	oui	$K(p) = \text{linéaire} - \bar{\varepsilon}_0^{eq} \neq 0$

TABLEAU 7.7 – Dénomination des trois cas traités dans l'étude paramétrique réalisée sur le point de fonctionnement C7.

#### Apparition du MPHSL

On a repéré la position de l'avant de la poche par rapport à la sortie de l'outil lorsque la pression hydrostatique atteint la pression de contact solide-solide à l'avant de la poche.

Pour les trois cas étudiés ici, on observe deux phases au cours desquelles la pression hydrostatique est supérieure à la pression de contact solide-solide. On a repéré la position de l'avant de la poche au début et à la fin de chacune de ces phases. Ces valeurs sont indiquées dans le tableau 7.8.

	MPHSL # 1		MPHSL # 2	
	Début	Fin	Début	Fin
$K = 1700$ MPa	$x_d = -5.2$	$x_d = -3.8$	$x_d = -1.9$	$x_d = -0.6$
$K = 1589 + 9.44 p_b$ MPa	$x_d = -5.2$	$x_d = -3.9$	$x_d = -1.9$	$x_d = -0.6$
$K = \text{variable} - \bar{\varepsilon}_0^{eq} \neq 0$	$x_d = -5.5$	$x_d = -3.8$	$x_d = -1.9$	$x_d = -0.7$

TABLEAU 7.8 – Position  $x_d$  (en mm) de l'avant de la poche de lubrifiant par rapport à la sortie de la zone de contact au début et à la fin des deux instants (MPHSL #1 et MPHSL #2) pour lesquels la pression hydrostatique est supérieure à la pression d'interface.

On constate que les différences observées dans ces trois cas sont minimales : de l'ordre du dixième de micron. Dans ce cas, la prise en compte de la variation du module de compressibilité et des déformations plastiques équivalentes autour de la poche a donc une faible influence sur les conditions permettant au lubrifiant de s'échapper vers l'avant de la poche.

### Pression hydrostatique et variation de volume de la cavité

La pression hydrostatique dans la poche de lubrifiant est peu influencée par la variation de module de compressibilité de l'huile. Sur la figure 7.28, on constate que la courbe obtenue avec un module de compressibilité fonction de la pression diffère très légèrement des résultats obtenus avec  $K$  constant avant l'abscisse  $x = -6$  mm. Au-delà, les courbes se superposent.

L'utilisation d'un module de compressibilité variable a néanmoins un effet marqué sur la variation de volume de la poche. L'évolution de cette grandeur est représentée sur la figure 7.29. L'allure de la courbe obtenue avec un  $K$  variable est similaire à celle obtenue avec un  $K$  constant. Par contre, la variation de volume de la cavité est plus faible lorsque  $K$  augmente avec la pression. En effet, dans ce cas, le fluide résiste davantage aux variations de volume. Pour une pression donnée, il est donc logique d'observer une variation de volume plus faible.

Lorsqu'on prend en compte les déformations plastiques équivalentes générées par le procédé d'indentation, la pression hydrostatique du lubrifiant est légèrement supérieure à celle rencontrée dans les deux cas décrits précédemment. La valeur maximale est de l'ordre de 225 MPa contre 205 MPa précédemment. Ceci engendre une variation de volume légèrement plus élevée (cfr. figure 7.29).

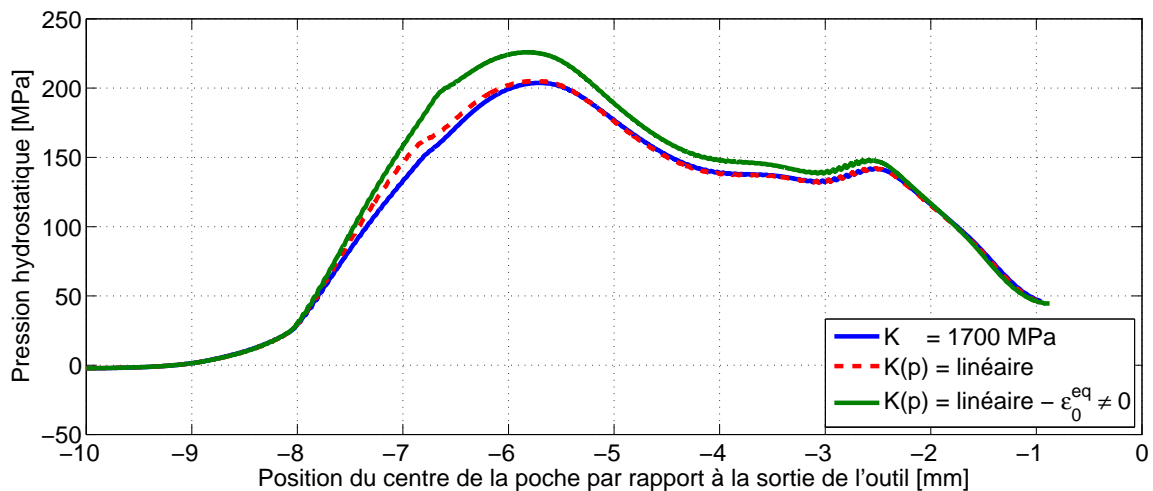


FIGURE 7.28 – Pression hydrostatique du lubrifiant en fonction de la position du centre de la poche par rapport à la sortie de la zone de contact.

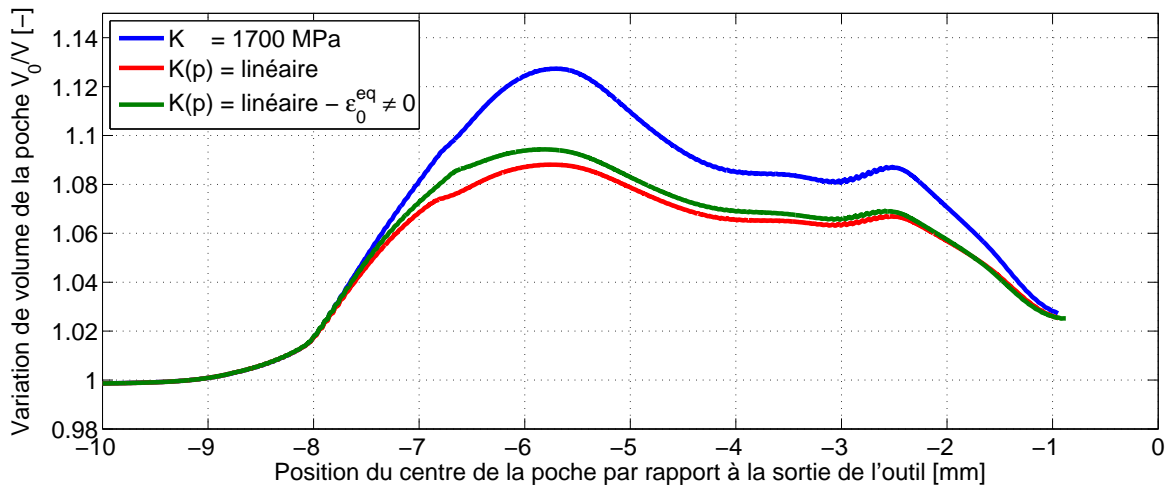


FIGURE 7.29 – Variation du volume de la poche de lubrifiant en fonction de la position du centre de la poche par rapport à la sortie de la zone de contact.

### Évolution de la force d'étréage

L'évolution de la force d'étréage pour les trois cas étudiés ici est représentée sur la figure 7.30. La courbe obtenue avec un  $K$  variable se superpose à celle correspondant à une valeur constante de ce paramètre.

Lorsqu'on prend en compte la déformation plastique équivalente, les tendances observées sont similaires aux deux autres courbes. Par contre, les valeurs obtenues sont légèrement plus élevées au-delà de  $x = -8$  mm.

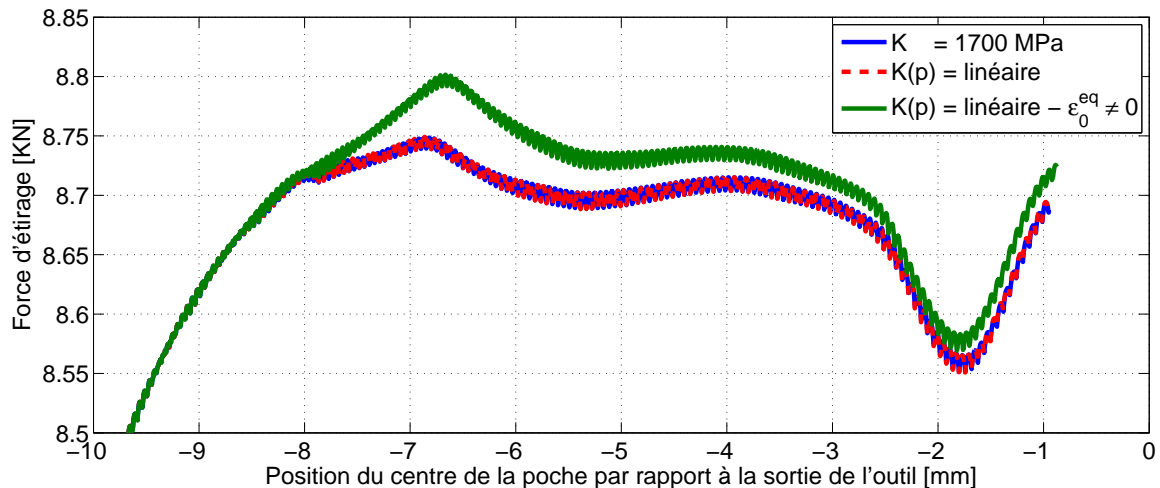


FIGURE 7.30 – Evolution de la force d'étréage en fonction de la position du centre de la poche par rapport à la sortie de la zone de contact. La force d'étréage a été calculée en supposant une largeur de tôle de 19.9 mm comme dans les essais expérimentaux.

### 7.3.9 Conclusions partielles

On a mis au point un modèle du procédé d'étirage de Bech pour mettre en évidence les remontées de lubrifiant sur les plateaux. On a modélisé ce procédé en deux dimensions en état plan de déformation. Les poches pyramidales des expériences de Bech sont modélisées par des cavités triangulaires. La tôle a un comportement élastoplastique. Les valeurs numériques des coefficients de la loi d'écroutissage ont été identifiées sur des mesures expérimentales effectuées par Bech lors de tests de bipoinçonnement. Le lubrifiant a été modélisé à l'aide de la loi de Norton-Hoff. On a supposé que le lubrifiant avait le comportement d'un fluide newtonien et une viscosité indépendante de la pression.

Le but du modèle décrit ici est d'une part de pouvoir obtenir des conditions aux limites représentatives d'une portion de la tôle lors de son passage entre les outils. De plus, ce modèle permet de calculer la pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant et de comparer cette valeur à la pression de contact solide-solide autour de la poche.

On a utilisé ce modèle pour étudier un point de fonctionnement pour lequel Bech a observé une remontée du lubrifiant vers l'avant de la poche (cfr. C7 figure 7.2). Sur ce cas, on observe une pression hydrostatique supérieure à la pression de contact solide-solide à l'avant de la poche, lorsque celle-ci se trouve à 5.2 mm de la sortie de l'outil. Dans ses expériences, Bech a mesuré une distance de 4.5 mm. Notre modèle est donc en mesure de prédire le moment à partir duquel le lubrifiant remonte vers l'avant de la poche.

Dans le cas C7, la pression hydrostatique est supérieure à la pression de contact à l'avant de la poche durant deux périodes au cours du calcul. D'après notre simulation, la poche devrait s'ouvrir à deux reprises pour laisser s'échapper le lubrifiant. Contrairement à d'autres cas, on ne dispose pas des vidéos enregistrées lors de ces essais, on n'est donc pas en mesure de confirmer expérimentalement ce résultat.

On a étudié l'influence de la variation du module de compressibilité  $K$  avec la pression ainsi que des déformations plastiques autour de la poche dues au procédé d'indentation. Lors de cette étude, on a constaté que la pression hydrostatique était peu influencée par ces différents paramètres. La variation du module de compressibilité n'a aucune influence sur la force d'étirage. Par contre, la prise en compte des déformations plastiques équivalentes autour de la poche induit une faible augmentation (de l'ordre de 0.6 %) de la force d'étirage.

Le temps de calcul est de l'ordre de 6h30 sur le PC2 (cfr. annexe A) pour étirer la tôle à 0.5 mm/s durant 35 sec. Le modèle ne prend pas en compte l'adhérence du fluide à l'outil supérieur. Celle-ci permettrait de calculer l'augmentation de la pression dynamique dans le convergent formé par l'outil et l'arrière de la poche. Pour pouvoir déterminer cette augmentation de pression de manière précise, il faudrait utiliser davantage d'éléments sur l'épaisseur de la poche. Ceci ne favorise pas la stabilité de la simulation. La convergence du calcul est en effet plus difficile dans ce cas. Pour pouvoir prendre en compte l'adhérence tout en conservant un temps de calcul raisonnable, on utilisera un autre modèle dans lequel seule une portion de la tôle autour de la cavité est représentée. Celle-ci est soumise à des conditions aux limites représentatives du passage de la tôle au travers des outils. Ce modèle réduit (dit microscopique) est décrit en détail à la section suivante.

## 7.4 Modèle microscopique

Le modèle complet d'étirage plan décrit à la section précédente ne permet pas au lubrifiant de quitter la cavité. Un second modèle – dit *microscopique* – a donc été mis au point. Celui-ci permet de visualiser les remontées de lubrifiant vers l'avant et vers l'arrière de la cavité au cours du procédé d'étirage.

Dans cette section, on décrit tout d'abord la géométrie et les hypothèses effectuées dans le modèle. Ensuite, on analyse en détail les résultats obtenus lors de la modélisation du point de fonctionnement appelé REF sur la figure 7.2. Enfin, on étudie l'influence de différents paramètres tels que la pente de l'outil inférieur, le taux de réduction et la vitesse d'étirage.

### 7.4.1 Géométrie

La géométrie du modèle microscopique est représentée sur la figure 7.31. Elle est constituée d'une tôle rectangulaire à la surface de laquelle se trouve une cavité triangulaire remplie de lubrifiant.

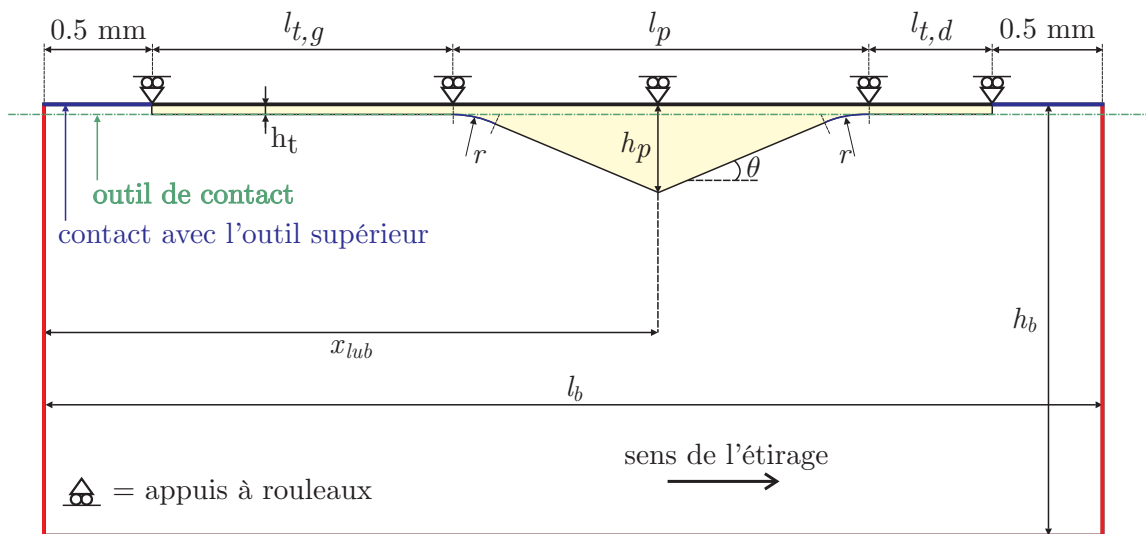


FIGURE 7.31 – Géométrie du modèle microscopique utilisé pour modéliser le micro-hydrodynamisme. Elle est composée d'une cavité triangulaire, remplie de lubrifiant, à la surface d'une tôle en aluminium. Des "tuyaux" sont situés de part et d'autre de la poche. Ils permettent de visualiser les remontées de lubrifiant vers l'avant (MPHSL) et vers l'arrière (MPHDL) de la cavité.

Comme dans les expériences de Bech, les bords de la cavité ont une pente de  $\theta = 10^\circ$ . Elle communique avec deux fines couches d'éléments situées à l'avant et à l'arrière de la poche. Grâce au formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien (ALE) – qui permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière – le lubrifiant a ainsi la possibilité de s'échapper de la cavité pour aller gonfler ces tuyaux situés sur les plateaux.



La transition entre la poche et les tuyaux est réalisée au moyen d'un congé de raccordement de rayon initial  $r$ . Dans l'ensemble des simulations effectuées ici, ce paramètre a une valeur de  $80 \mu\text{m}$ . La longueur initiale de ces tuyaux est ajustée en fonction de la longueur des traces de lubrifiant mesurées par Bech sur la tôle après étirage. L'épaisseur de film sur les plateaux calculée, par Bech, à l'aide de son modèle analytique (éq. de Reynolds) est de l'ordre de  $0.1 - 0.5 \mu\text{m}$ . L'influence de ce paramètre sur les résultats sera discutée dans la suite de ce chapitre.

La partie solide entourant la poche a une épaisseur  $h_b = 1.95 \text{ mm}$ . Cette valeur correspond à l'épaisseur initiale de la tôle dans les expériences de Bech. Ceci permet d'éloigner au maximum les conditions aux limites de la poche de lubrifiant. La longueur la tôle dépend de la longueur des tuyaux choisie. On a choisi d'utiliser une tôle plus longue de  $0.5 \text{ mm}$  de part et d'autre des tuyaux gauche et droit.

## 7.4.2 Conditions aux limites appliquées sur les bords de la tôle

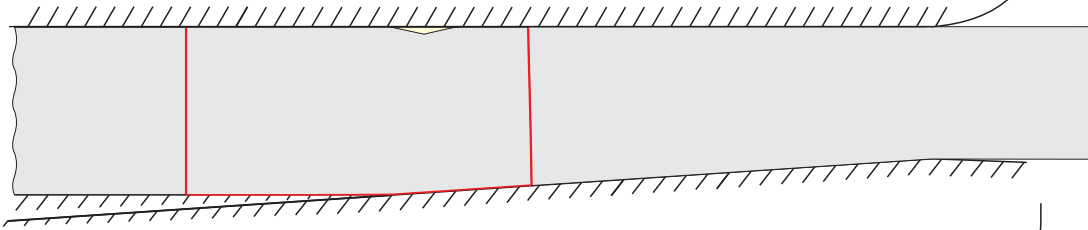
Les bords de la tôle du modèle microscopique, à l'exception du bord supérieur, sont soumis à des déplacements imposés. Ces déplacements sont obtenus à l'aide du modèle macroscopique d'étirage décrit à la section 7.3. En procédant de la sorte, on est en mesure de représenter au mieux les conditions rencontrées au cours du procédé tout en ayant une poche de lubrifiant présentant une géométrie beaucoup plus complexe que celle utilisée dans le modèle complet.

Lors de l'analyse des résultats obtenus avec le modèle macroscopique, on choisit deux configurations notées 1 et 2. Ces configurations sont choisies lorsque la cavité est dans la zone de contact à proximité de l'entrée et de la sortie (cfr. figure 7.32 a). Le modèle microscopique traitera l'étirage de la tôle de la configuration 1 à la configuration 2.

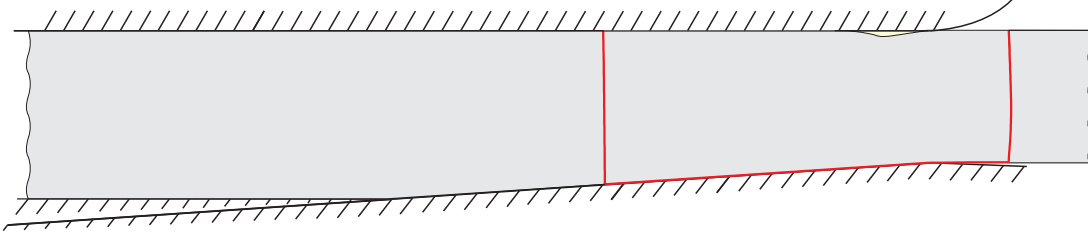
Pour passer de la configuration initiale (non déformée) à la configuration 1 on impose des déplacements obtenus en interpolant linéairement les positions initiale et finale des bords du domaine (cfr. bords rouges sur la figure 7.32 b – phase 1). Ensuite, au cours de la phase 2, les déplacements imposés sur la frontière sont obtenus en interpolant les positions archivées à chaque pas de temps au cours de la simulation effectuée à l'aide du modèle complet. Cette procédure est représentée schématiquement sur la figure 7.32 b.

**a) Etape 1 : Modèle macroscopique**

- Configuration 1 choisie dans le modèle macroscopique

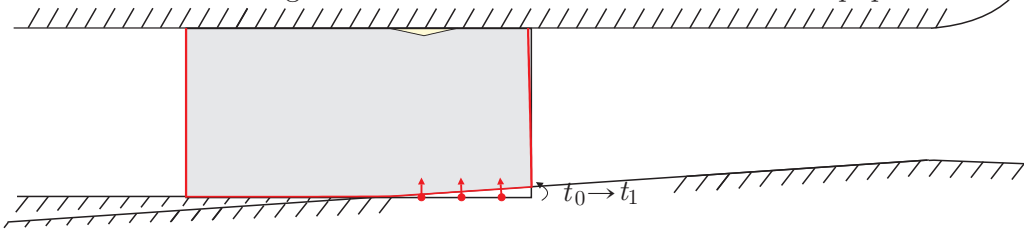


- Configuration 2 choisie dans le modèle macroscopique

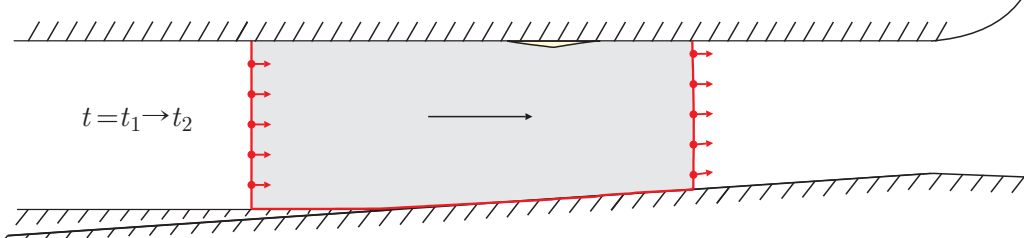


**b) Etape 2 : Modèle microscopique**

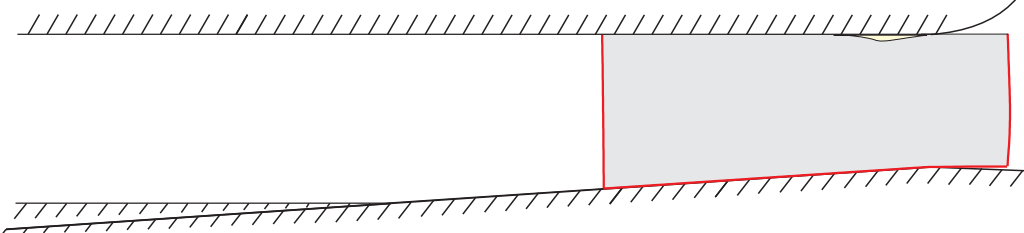
- Phase 1 : passage de la géométrie initiale (non déformée) à la configuration 1 choisie dans le modèle macroscopique



- Phase 2 : déplacements imposés sur les bords de la boîte entourant la cavité (à l'exception du bord supérieur)



- Fin de la simulation à l'échelle microscopique  $t = t_2$



**FIGURE 7.32 – a) Modèle macroscopique** du procédé d'étirage (cas REF). Il permet de définir les configurations initiale et finale des bords du domaine dans la simulation réalisée à l'aide du modèle microscopique. **b) Représentation des bords du domaine du modèle microscopique** à différents instants de la simulation du point de fonctionnement REF.

### 7.4.3 Maillage

Le maillage utilisé lors de la modélisation du point de fonctionnement REF est représenté sur la figure 7.33 a. La partie inférieure de la tôle est maillée sur 80% de la hauteur totale par des quadrangles. Sur cette partie, le maillage est structuré. La taille des mailles est de l'ordre de  $0.05 \times 0.05$  mm ce qui correspond à la dimension caractéristique utilisée dans le modèle macroscopique.

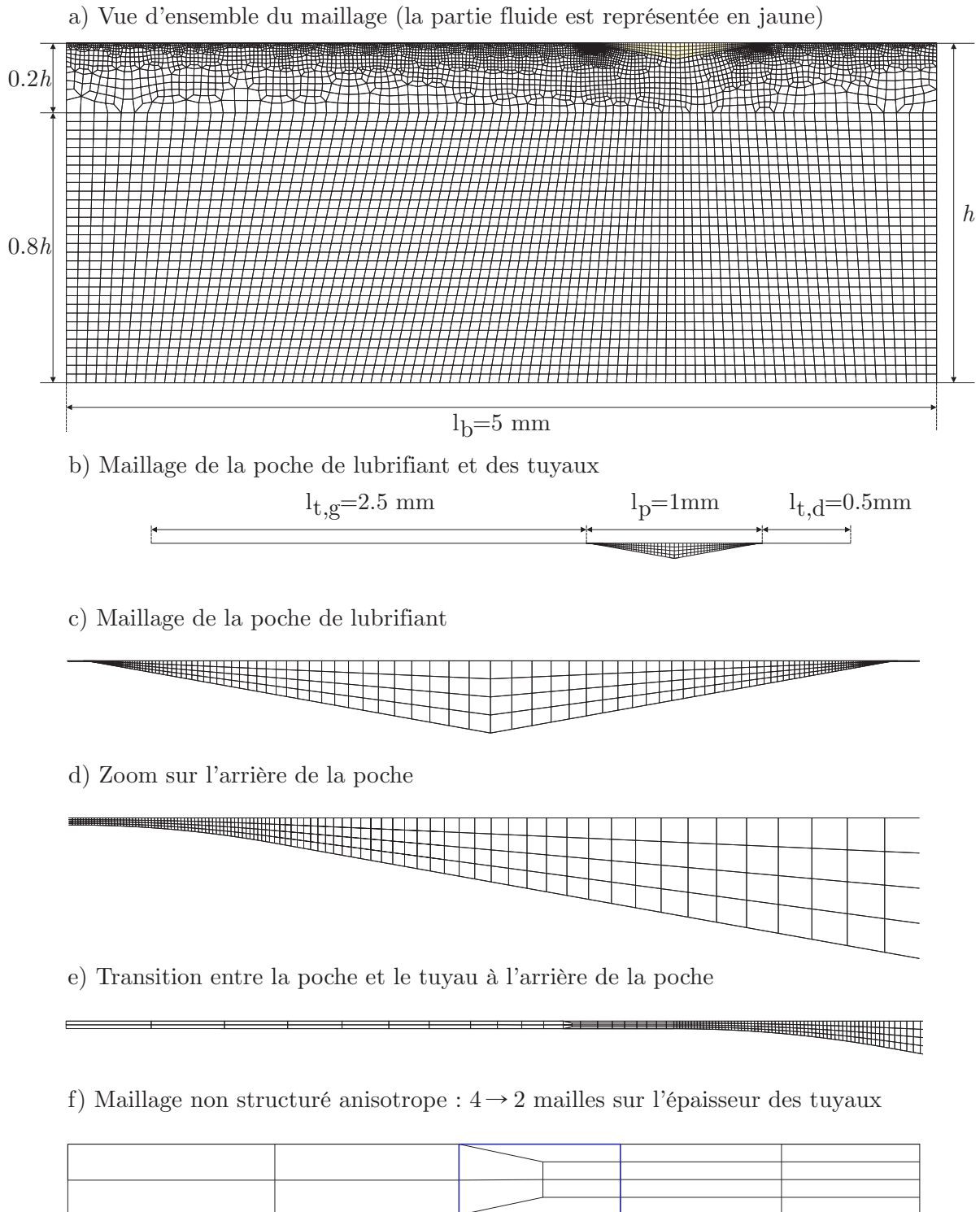
Sur les 20% de hauteur restants, les éléments de la tôle sont générés à l'aide du mailleur non-structuré de Metafor. Celui-ci permet de gérer facilement la transition entre le maillage régulier de la partie inférieure de la tôle et la petite taille des éléments utilisée à proximité des congés de raccordement de part et d'autre de la cavité. Le maillage de la partie solide est Lagrangien tandis que le formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien est utilisé pour la partie fluide.

La majeure partie du maillage fluide est générée à l'aide d'un mailleur transfini. Ce qui simplifie fortement les opérations de repositionnement de noeuds lors de l'étape ALE. Le maillage de la cavité comprend 4 éléments sur l'épaisseur. Ce qui est suffisant pour calculer l'augmentation de la pression dynamique dans le convergent à l'arrière de la poche. Sur la demi-largeur de la poche, on a utilisé 140 éléments. Leur longueur suit une distribution géométrique. Le rapport entre le plus grand et le plus petit élément vaut 115. On obtient ainsi des mailles ayant un rapport hauteur-longueur proche de 1 sur la majeure partie de la poche de lubrifiant (cfr. figure 7.33 c et d).

Afin de réduire le nombre de degrés de liberté, on utilise deux éléments sur l'épaisseur des tuyaux. Ces éléments sont uniquement là pour recevoir et transporter le lubrifiant qui s'échappe de la cavité. La longueur des mailles varie linéairement sur 2% de la longueur du tuyau et reste constante ensuite. La longueur maximale de ces éléments vaut 20 fois l'épaisseur  $h_t$ .

La transition entre le maillage de la poche et celui des tuyaux est réalisée à l'aide du mailleur non structuré. La zone de transition située à l'arrière de la cavité est représentée sur la figure 7.33 f.

Pour permettre au lubrifiant de remonter sur les plateaux et minimiser les distorsions des éléments fluides, on utilise le formalisme ALE. À la fin de chaque pas de temps, les noeuds situés sur le bord horizontal supérieur du maillage fluide sont repositionnés en vis-à-vis des noeuds de l'interface fluide-solide. Ainsi les bords verticaux des mailles fluides restent verticaux. Sur les bords verticaux des zones de transitions, la méthode de repositionnement utilisée impose aux noeuds de conserver leur abscisse curviligne. Les noeuds situés au centre de cette zone de transition sont repositionnés avec la méthode Giuliani [33] qui tend à optimiser la qualité des mailles.



**FIGURE 7.33** – a) Maillage utilisé dans le modèle microscopique. Celui-ci est composé de 10 583 éléments solides et 2 429 éléments fluides. b) Maillage de la partie fluide (poche et tuyaux). c) Zoom sur le maillage de la poche de lubrifiant. d) – e) – f) Zooms successifs sur le maillage fluide situé à l'arrière de la poche.

### 7.4.4 Gestion du contact

Le bord supérieur de la tôle est en contact avec un outil rigide identique à celui utilisé dans le modèle macroscopique (cfr. figure 7.31). De plus, un outil horizontal – situé à une distance  $h_t$  de l'outil supérieur – empêche l'écrasement des tuyaux et de la cavité. Dès lors, l'épaisseur locale du film de lubrifiant  $h(x)$  ne peut descendre en dessous de l'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$ . Cette astuce numérique permet d'éviter les distorsions du maillage fluide.

La méthode de gestion du contact est identique à celle utilisée dans la section précédente (cfr. 7.2 page 202). Pour gérer le contact du bord supérieur de la tôle avec l'outil rigide, on utilise la même valeur de pénalité normale que dans le modèle macroscopique. On multiplie cette valeur par 10 pour traiter le contact entre l'interface fluide-solide et l'outil rigide. On souhaite ainsi réduire autant que possible la pénétration des noeuds dans l'outil. Les valeurs de la pénalité normale et du coefficient de frottement, utilisées lors de la modélisation du point de fonctionnement REF, sont indiquées dans le tableau 7.9

Interaction de contact	Entité maître	Entité esclave	$C_N$ [MPa/mm <sup>2</sup> ]	$\mu_a$ -
# 1	outil supérieur	bord supérieur de la tôle	$5 \cdot 10^7$	0.05
# 2	outil horizontal // à l'outil sup.	bord inférieur des tuyaux et de la poche de lubrifiant	$5 \cdot 10^8$	0.05

TABLEAU 7.9 – Paramètres de contact (cas REF).

### 7.4.5 Adhérence du fluide à la paroi

D'après Azushima [4, 5], les remontées de lubrifiant observées à l'arrière des cavités, au cours du procédé d'étirage, sont dues à l'entraînement du lubrifiant dans le convergent formé par l'outil supérieur et le bord gauche de la poche. Cet effet génère une augmentation de la pression au sein du fluide. Celle-ci permet à la pression du lubrifiant  $p_b$  de dépasser la pression de contact sur les plateaux  $p_a$  autorisant ainsi le fluide à s'échapper de la cavité. Dès lors, pour modéliser ce phénomène, il est indispensable de prendre en compte l'adhérence entre le fluide et l'outil supérieur.

Au début du calcul, le fluide remplit la poche ainsi que les tuyaux. La présence du lubrifiant dans ces tuyaux n'a rien de physique. Il s'agit d'un artifice numérique qui permet de modéliser la remontée du fluide sur les plateaux. Par conséquent, appliquer initialement la condition d'adhérence sur la totalité du bord supérieur de la partie fluide n'aurait aucun sens physique. Au début de la simulation, on décide donc d'appliquer cette condition sur la partie supérieure de la poche comme l'illustre la figure 7.34 a. Cette condition est progressivement étendue lorsque le fluide gonfle les tuyaux.

On met à jour les conditions d'adhérence à intervalles réguliers en fonction de l'épaisseur locale de film dans les tuyaux. Dans nos simulations, on choisit de modifier ces conditions chaque fois que la poche progresse de 0.25 mm dans l'emprise.

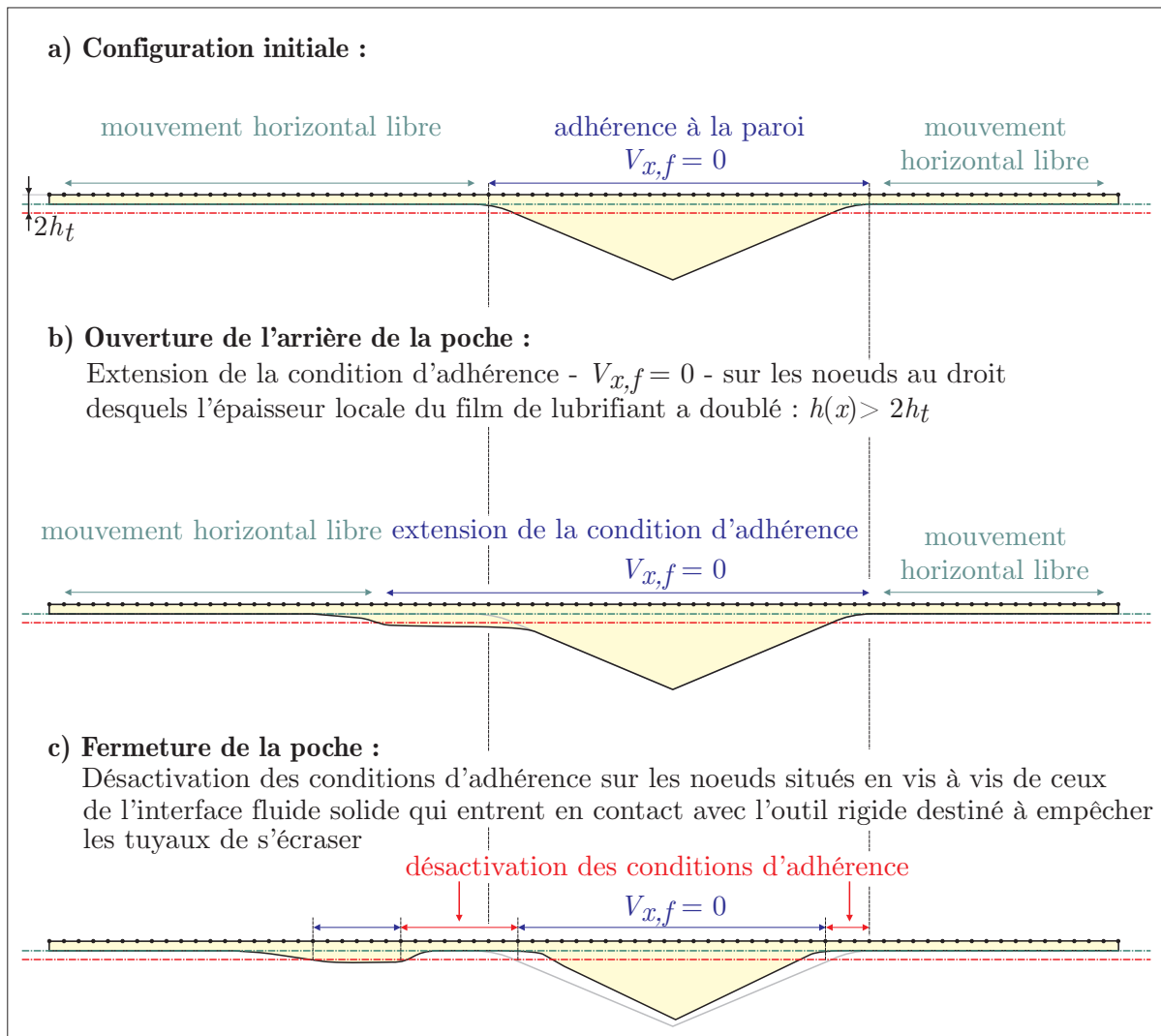


FIGURE 7.34 – Représentation schématique des conditions d'adhérence du fluide à la paroi a) au début du calcul b) lors de l'ouverture de l'arrière de la poche c) lorsque les tuyaux se referment après le passage du lubrifiant.

### Augmentation de l'épaisseur des tuyaux

La condition d'adhérence est étendue aux noeuds des tuyaux lorsque l'épaisseur locale du film  $h(x)$  dépasse une valeur seuil. On choisit de fixer ce seuil  $2h_t$  où  $h_t$  est l'épaisseur initiale du film de lubrifiant sur les plateaux. Ce type de configuration est représentée sur la figure 7.34 b.

Comme dans le modèle macroscopique, les noeuds du bord supérieur du fluide sont sur appuis à rouleaux. Le mouvement vertical est donc empêché. Vu la très fine épaisseur des tuyaux, éviter la pénalité permet d'améliorer la convergence du calcul.

### 7.4.6 Méthodes d'intégration spatiale et temporelle

On utilise des éléments de type SRIPR pour le solide et SRI pour le fluide. Le formalisme ALE est utilisé pour gérer l'évolution du maillage du domaine fluide. Au cours de la phase de transfert des données, seule la pression est transférée. Elle est calculée de manière incrémentale. Sur chaque élément, l'incrément de pression est déterminé au point de Gauss central. Le transfert de la pression entre le maillage Eulérien et Lagrangien est effectué à l'aide de la méthode de Godunov qui a une précision du premier ordre [12].

L'intégration temporelle est réalisée au moyen du schéma d'intégration dynamique implicite de Chung-Hulbert [22]. Les valeurs des paramètres utilisés sont les valeurs par défaut décrites dans la section 6.2.8.

### 7.4.7 Analyse du point de fonctionnement REF

Dans cette partie du chapitre, on analyse les résultats obtenus à l'aide du modèle microscopique lors de la modélisation du point de fonctionnement appelé REF à la figure 7.2. Dans ce cas, la pression hydrostatique est calculée à l'aide d'un module de compressibilité constant ( $K = 1700$  MPa). De plus, à ce stade, on ne prend pas en compte les déformations plastiques équivalentes dues au procédé d'indentation.

#### Calcul des déplacements imposés sur les bords de la tôle (modèle macroscopique)

Les caractéristiques du point de fonctionnement sont répertoriées dans le tableau 7.10. Ce sont ces paramètres qui ont été utilisés dans le modèle macroscopique permettant de déterminer les conditions aux limites appliquées sur les bords du modèle microscopique.

La viscosité du lubrifiant est supposée constante. Cette valeur est déterminée en faisant l'hypothèse que la pression hydrostatique est de 230 MPa :

$$\eta = \eta \exp(\alpha \times p_b) = 0.28 \exp(2.1 \times 10^{-2} \times 230) = 35.05 \text{ Pa.s} \quad (7.5)$$


	Taux de réduction	Pente de l'outil inf.	Vitesse d'étirage	$\mu_{sup.}$	$\mu_{inf.}$
	21.5 %	$\alpha = 3^\circ$	0.62 mm/s	0.05	0.025

TABLEAU 7.10 – Paramètres correspondants au point de fonctionnement REF des expériences de Bech [8, 9].

### Paramètres utilisés dans le modèle microscopique

La longueur du tuyau à l'arrière de la poche est de 2.5 mm tandis que le tuyau avant a une longueur de 0.5 mm. Ces dimensions ont été choisies sur base des mesures des traces laissées par le lubrifiant sur la tôle lors de cet essai (cfr. figure 7.2).

Les configurations de la boîte au début et à la fin de la simulation réalisée avec le modèle microscopique sont représentées sur la figure 7.32 a.

L'évolution de la pression hydrostatique du lubrifiant, déterminée à l'aide du modèle macroscopique, est représentée sur la figure 7.35. Sur base de ce résultat, on a choisi une pression de référence de 250 MPa pour déterminer la valeur de la viscosité utilisée dans le modèle microscopique :

$$\eta = \eta \exp(\alpha \times p_b) = 0.28 \exp(2.1 \times 10^{-2} \times 250) = 53.36 \text{ Pa.s} \quad (7.6)$$

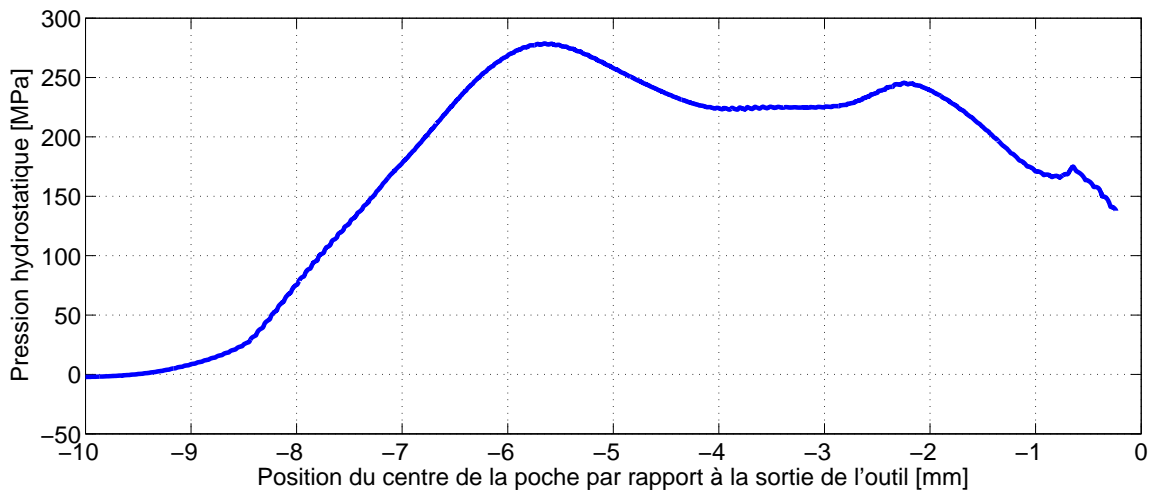


FIGURE 7.35 – Pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant obtenue dans le cas REF à l'aide du modèle macroscopique.

### Analyse des résultats

L'évolution de la forme du bord inférieur des tuyaux et de la cavité au cours de l'étrage est représentée sur les figures 7.36, 7.38 et 7.39. Sur ces figures, on a dilaté l'axe vertical d'un facteur 1000 de manière à mettre en évidence les écoulements sur les plateaux.

Sur la figure 7.36, on observe la formation d'une micro-cavité à l'arrière de la poche triangulaire. Initialement, le bord inférieur des tuyaux est en contact avec l'outil horizontal qui maintient une épaisseur minimale  $h_t$ . L'arrière de la poche s'ouvre à environ 7 mm de la sortie de l'outil. L'ouverture de la poche est maximale à 6.5 mm de la sortie (cfr. Figure 7.36 b). L'arrière de la poche se referme ensuite formant une micro-cavité dans le tuyau gauche.



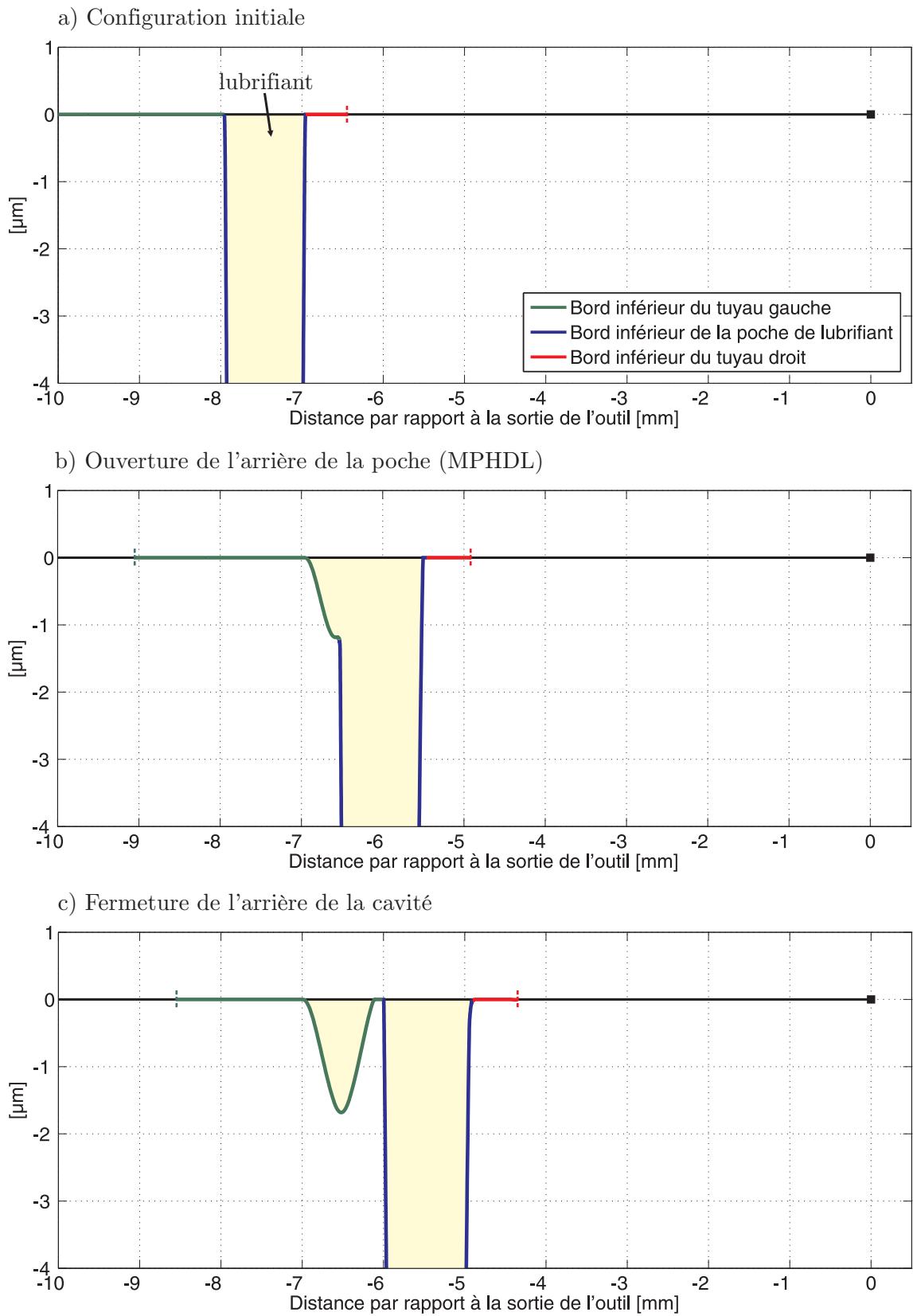


FIGURE 7.36 – Évolution de la forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux pour différentes positions successives de la poche de lubrifiant dans la zone de contact : partie 1/3. La couleur jaune représente le lubrifiant.

L'avant de la poche s'ouvre 4.9 mm avant la sortie et se referme un peu plus tard piégeant à son tour du fluide dans le tuyau droit (cfr. figure 7.38 e). Cette micro-cavité est ensuite comprimée. Le fluide est renvoyé dans la poche principale par l'intermédiaire du tuyau bien que l'avant de la cavité triangulaire soit en théorie fermé. Sur la figure 7.39 f, on peut voir que la micro-cavité à l'avant de la poche est complètement résorbée.

À l'arrière de la cavité principale, bien que la tôle progresse dans la zone de contact, la micro-cavité contenue dans le tuyau de gauche reste immobile en raison de l'adhérence du fluide à la paroi (cfr. 7.38 d). Elle atteint l'extrémité gauche du tuyau sur la figure 7.38 f.

On observe une deuxième ouverture de l'arrière de la poche lorsque celle-ci se trouve à 3.2 mm de la zone de sortie. La configuration correspondant à l'ouverture maximale de l'arrière de la cavité est représentée sur la figure 7.39 h. La poche se referme ensuite formant une nouvelle micro-cavité dans le tuyau gauche. Celle-ci est moins volumineuse que la première. Lorsque l'extrémité droite du tuyau droit atteint la sortie de l'outil, on constate que le lubrifiant gonfle la totalité du tuyau droit comme le montre la figure 7.39 i.

### Diminution de l'épaisseur des tuyaux

Dans nos simulations, lorsque les écoulements de type MPHDL apparaissent, on constate que la poche s'ouvre pour laisser s'échapper le lubrifiant et se referme ensuite lorsque le lubrifiant progresse le long des plateaux. La figure 7.37 montre deux instantanés extraits d'une vidéo enregistrée pas Bech. Celle-ci correspond au point de fonctionnement B7 de la figure 7.2. La figure 7.37 a montre le moment où l'arrière de la poche s'ouvre pour laisser s'échapper le fluide. La figure 7.37 b, prise quelques instants plus tard, indique que l'arrière de la poche s'est refermé. Le fluide est toujours présent sur les plateaux, mais l'adhérence du fluide à l'outil supérieur l'éloigne de la poche. La fermeture de la poche a donc un sens physique. On a donc décidé de relâcher la condition d'adhérence lorsque les noeuds de l'interface fluide-solide rentrent en contact avec l'outil qui empêche la poche et les tuyaux de s'écraser.

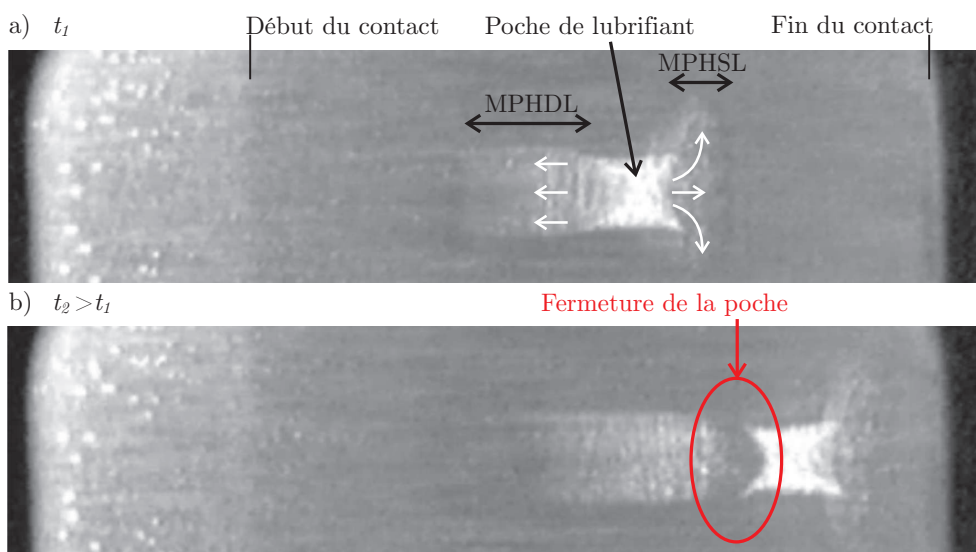


FIGURE 7.37 – Photos d'une poche de lubrifiant dans la zone de contact à deux instants successifs lors de l'essai B7. À l'instant  $t_2$ , on constate que l'arrière de la poche s'est refermé l'écoulement du lubrifiant.

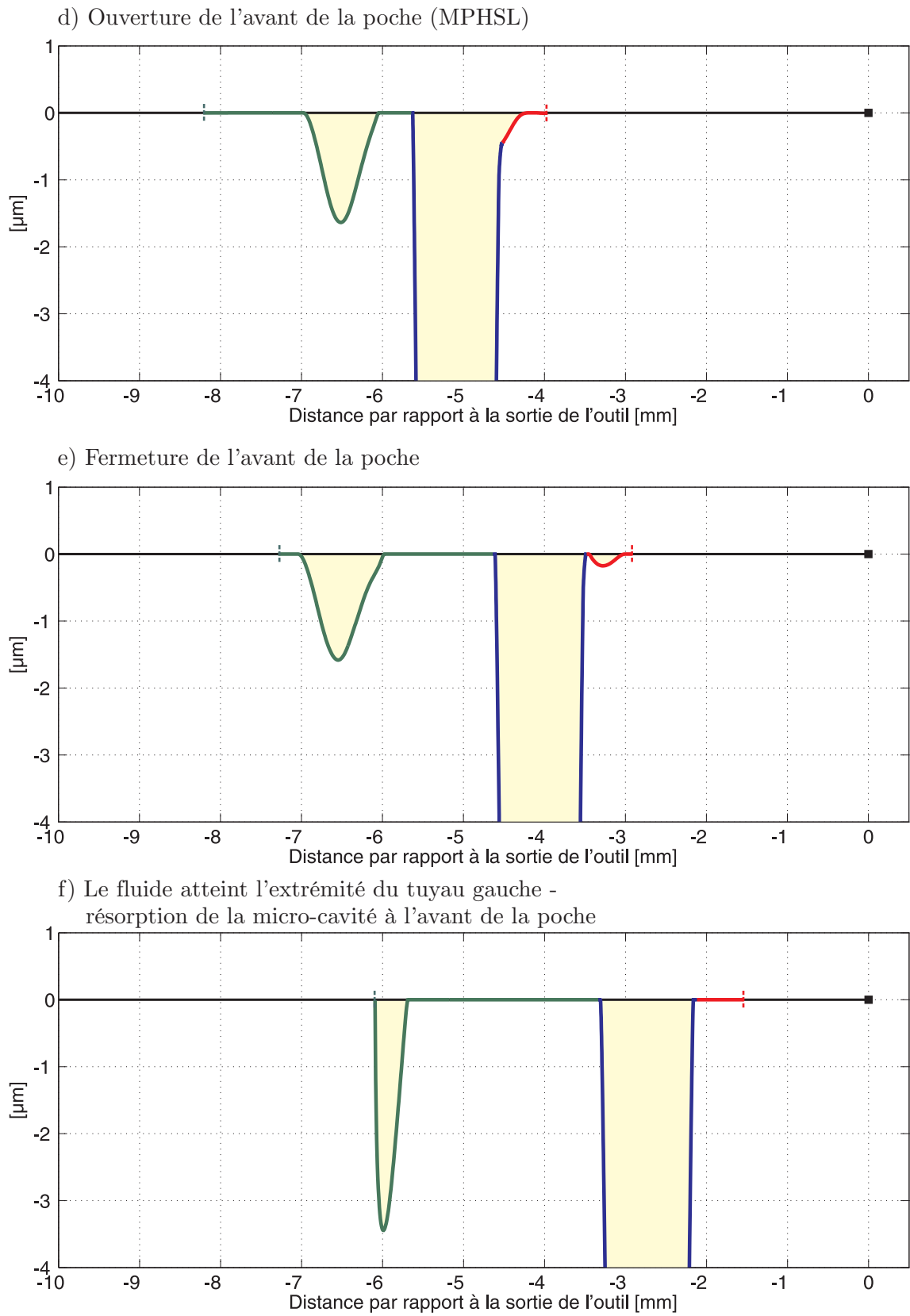


FIGURE 7.38 – Évolution de la forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux pour différentes positions successives de la poche de lubrifiant dans la zone de contact : partie 2/3.

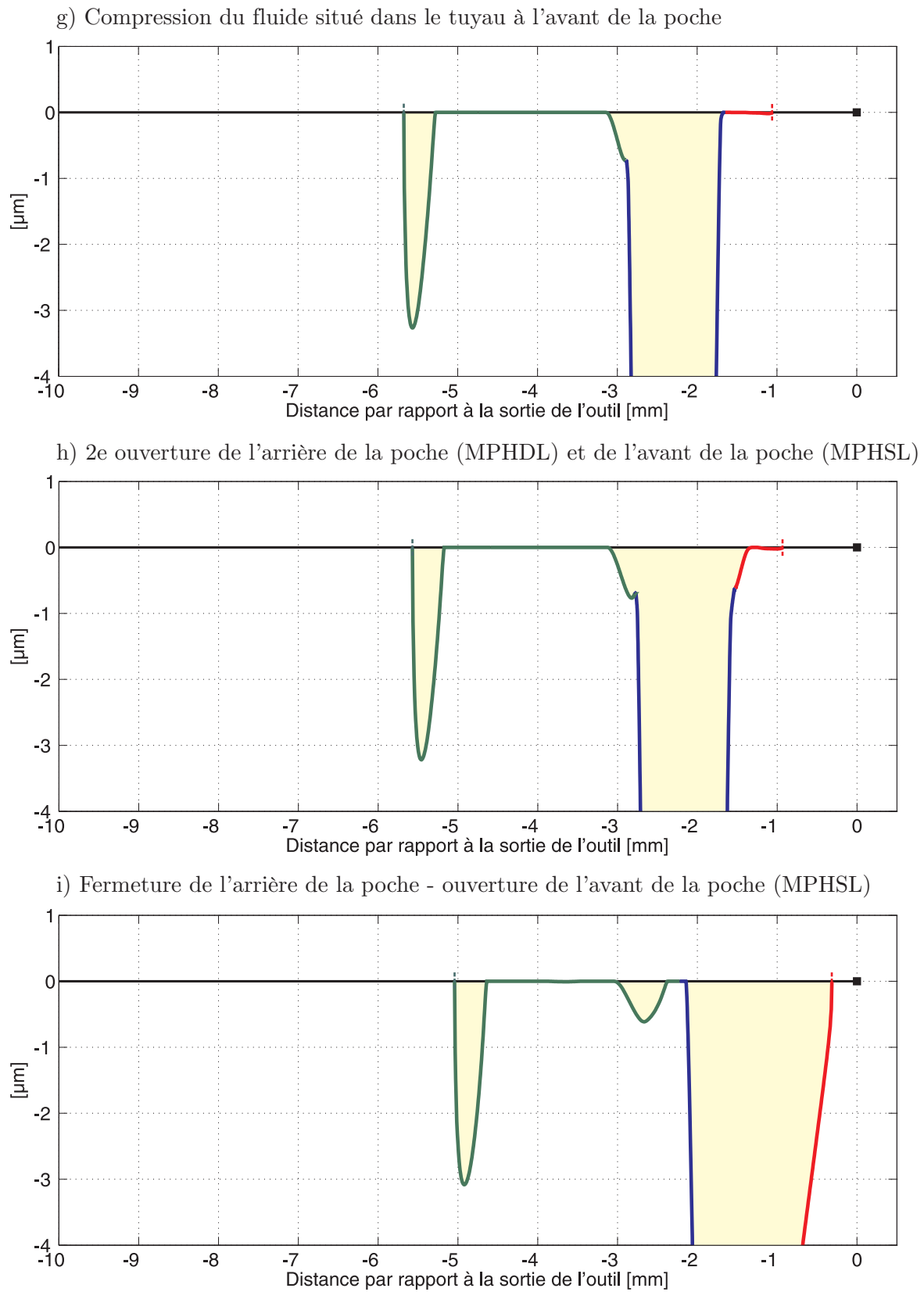


FIGURE 7.39 – Évolution de la forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux pour différentes positions successives de la poche de lubrifiant dans la zone de contact : partie 3/3.

### 7.4.8 Influence de l'épaisseur initiale des tuyaux

Dans le modèle analytique utilisé par Bech, l'épaisseur de film de lubrifiant sur les plateaux influence le moment à partir duquel le MPHDL apparaît. La gamme d'épaisseur de film de lubrifiant déterminée par Bech, grâce à ce modèle, est comprise entre 0.1 et 0.5  $\mu\text{m}$ . On a donc fait varier l'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$  dans cet intervalle de manière à quantifier l'effet de cette grandeur sur la solution obtenue. Dans cette section, on montre que la valeur de  $h_t$  a une influence minime sur les résultats des simulations.

Sur la figure 7.40, on a représenté le déplacement vertical du point situé à l'arrière de la poche (à la transition entre le congé de raccordement et le tuyau gauche) pour trois valeurs d'épaisseur initiale des tuyaux : 0.3, 0.4 et 0.5  $\mu\text{m}$ . On constate que les trois courbes se superposent de manière quasi-parfaite. Dans tous les cas, on observe deux ouvertures de l'arrière de la poche conformément à l'analyse effectuée précédemment. La première ouverture débute 7.1 mm avant la sortie. Pour la seconde, cette distance est de 3.2 mm. Le déplacement maximal est plus important lors de la première ouverture (1.32  $\mu\text{m}$ ) que lors de la seconde (0.81  $\mu\text{m}$ ).

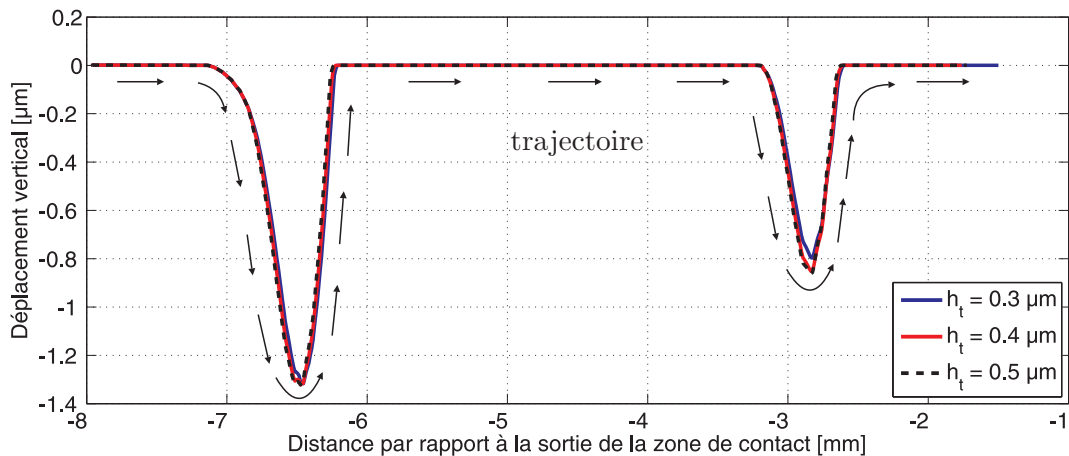


FIGURE 7.40 – Déplacement vertical de l'arrière de la poche en fonction de la distance par rapport à sortie de la zone de contact pour trois valeurs d'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$ .

Le déplacement vertical de l'avant de la poche est représenté sur la figure 7.41. Là aussi, les trois courbes obtenues avec les différentes valeurs de  $h_t$  utilisées se superposent. On observe deux ouvertures de la poche. Celles-ci débutent respectivement à 4.9 et 1.6 mm de la sortie de la zone de contact. Cette fois, le déplacement maximal est plus élevé lors de la deuxième ouverture (6.6  $\mu\text{m}$  contre 0.9  $\mu\text{m}$ ).

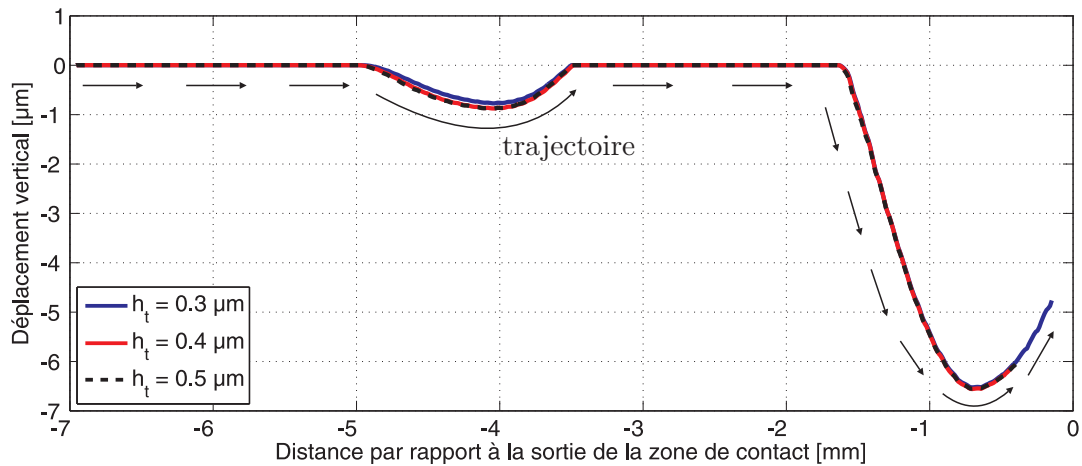


FIGURE 7.41 – Déplacement vertical de l'avant de la poche en fonction de la distance par rapport à sortie de la zone de contact pour trois valeurs d'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$ .

La variation de volume du tuyau gauche est représentée sur la figure 7.42. Dans ce cas, l'épaisseur initiale du film de lubrifiant  $h_t$  influence le résultat : le volume est d'autant plus élevé que l'épaisseur initiale du tuyau est importante.

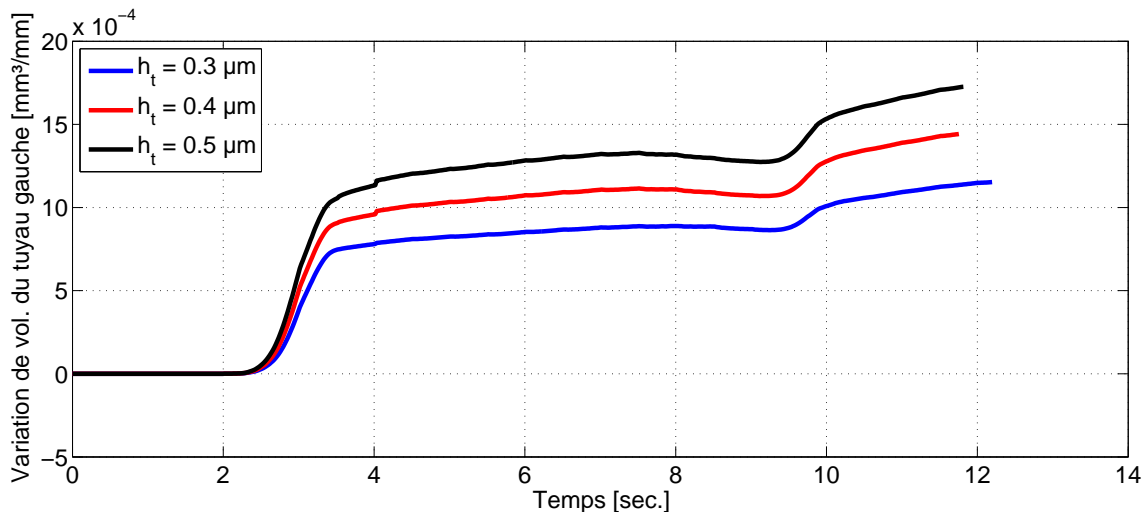


FIGURE 7.42 – Volume de lubrifiant amené dans le tuyau situé à l'arrière de la cavité pour trois valeurs d'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$ .

Les tendances observées sont identiques sur les trois courbes. On suppose que le volume initial des tuyaux est nul. On observe une variation importante du volume lorsque l'arrière de la poche s'ouvre. Ensuite, entre 4 et 7.5 secondes, bien que l'arrière de la poche soit refermé, le volume augmente toujours linéairement. On constate que la pente est d'autant plus élevée que  $h_t$  est grand. Comme cela a été mentionné précédemment, la micro-cavité sur le plateau n'est pas complètement isolée de la poche triangulaire. La condition d'adhérence entraînant la micro-cavité lors de l'avancement de la tôle va donc amener du fluide dans le tuyau.

Lorsque  $t = 8$  secondes, on observe une diminution du volume. Ceci est dû à l'ouverture de la poche. Celle-ci engendre une dépression dans le tuyau gauche qui aspire du fluide hors de ce tuyau. En  $t = 9$  secondes, on note une variation importante du volume en raison de la fermeture de l'arrière de la poche qui une nouvelle fois amène du lubrifiant dans les tuyaux. Enfin, le volume croît linéairement pour les mêmes raisons que celles expliquées précédemment.

Malgré de nombreux essais, les simulations effectuées avec  $h_t = 0.1 \mu m$  et  $h_t = 0.2 \mu m$  ne sont pas stables. Dans ce cas, on observe des variations importantes de la taille du pas de temps qui augmentent significativement le temps de calcul. Pour la suite des simulations, on choisit donc d'utiliser une épaisseur  $h_t = 0.3 \mu m$ . Il s'agit de la plus faible valeur de ce paramètre qui permet la convergence de la simulation. C'est celle qui a la plus faible influence sur la variation de volume du tuyau lorsque l'arrière du tuyau est en contact avec l'outil rigide. Lors de l'étude paramétrique présentée dans la suite de ce chapitre, on s'est rendu compte que cette valeur optimale ne doit pas être adaptée.

#### 7.4.9 Conclusions de l'analyse du cas REF

Au vu de cette première analyse, on constate que notre modèle numérique est à même de prédire l'apparition des remontées de lubrifiant vers l'arrière de la poche vers l'avant de la poche observées par Bech dans le cas REF. Grâce à nos simulations numériques, on est donc capable de modéliser des écoulements de type *lubrification micro-plasto-hydrodynamique* et *lubrification micro-plasto-hydrostatique*.

L'épaisseur initiale des tuyaux  $h_t$ , n'a pas d'influence significative sur les résultats obtenus – du moins dans la gamme de valeurs testées  $0.3 - 0.5 \mu m$  – ce qui légitime l'approche retenue. Ce paramètre affecte néanmoins la quantité de lubrifiant amenée sur les plateaux. Il existe en effet un lien direct entre ces micro-cavités et la cavité principale. L'adhérence à la paroi du fluide contenu dans la micro-cavité tend à amener du lubrifiant sur les plateaux bien que la poche soit en théorie fermée.

On note que le temps de calcul est assez élevé. Celui-ci est de 10 jours, en utilisant le PC2 de l'annexe A, pour simuler un étirage de 12 secondes. Ceci est dû, d'une part, aux très fines couches d'éléments finis situées sur les plateaux de part et d'autre de la cavité et d'autre part, à la formulation utilisée qui n'a pas été développée spécifiquement pour traiter des problèmes faisant intervenir du fluide.

### Limitations du modèle microscopique

Bien que ce modèle soit beaucoup plus abouti que ceux décrits dans la littérature il présente, comme tout modèle, différentes limitations :

1. Les simulations numériques décrites ici sont effectuées en 2D. La cavité a donc une forme triangulaire alors que dans les expériences de Bech, celle-ci a une forme pyramidale. On néglige donc des effets 3D tels que des écoulements dans la direction transverse (cfr. A1 – B5 – C5 – C6 – B7 – C7 sur la figure 7.2).
2. On ne prend pas en compte le comportement piézo-visqueux du lubrifiant. Pour pouvoir considérer cet effet, une caractérisation précise du comportement du lubrifiant est nécessaire. Ne disposant pas de données précises pour le lubrifiant utilisé par Bech, on n'a pas inclus cette dépendance dans le modèle.
3. Il paraît peu probable qu'une fine couche de lubrifiant de quelques microns d'épaisseur ait des propriétés identiques à celles des films d'huile plus épais. Dans le modèle décrit ici, les propriétés du fluide sont supposées identiques dans la cavité et des tuyaux.
4. Les tuyaux ont une longueur finie fixée a priori. Dès lors, pour pouvoir prédire la longueur de la marque laissée par le lubrifiant sur les plateaux, la longueur des tuyaux doit être suffisamment grande.
5. Les micro-cavités formées sur les tuyaux sont reliées en permanence à la poche principale par l'intermédiaire des tuyaux. Il peut donc y avoir un mouvement du fluide de la poche principale vers les micro-cavités (ou l'inverse) bien que la poche principale soit en théorie fermée.
6. Les équations résolues dans le modèle reposent sur l'hypothèse de milieu continu. Au vu de l'épaisseur des tuyaux utilisée dans les simulations ( $0.3 \mu m$ ), cette hypothèse est quelque peu mise à mal. Cette dimension se rapproche en effet de la taille des grains de la tôle et des molécules constituant le lubrifiant.
7. On n'est pas en mesure de modéliser l'augmentation de rugosité observée par Bech au droit des remontées de lubrifiant (cfr. figure 2.11 page 18). Lorsqu'un film d'huile continu sépare un outil et une tôle dont le substrat se déforme plastiquement, les grains situés à la surface de la tôle peuvent glisser les uns par rapport aux autres ce qui engendre une augmentation de la rugosité de la tôle. On parle de *roughening*. Cet effet – qui peut influencer l'écoulement du lubrifiant – n'est pas pris en compte dans le modèle.



### 7.4.10 Cas C1 : prédiction du début de l'écoulement de type MPHDL

Bech n'a pas mesuré la position exacte de la cavité au début des écoulements vers l'arrière et vers l'avant de la poche dans le cas de référence (REF). Par contre, on dispose de cette mesure pour le cas C1 (cfr. figure 7.2) pour lequel Bech observe un écoulement de type MPHDL. Ce cas se distingue du cas de référence par un lubrifiant plus visqueux. On modélise donc ce point de fonctionnement de manière à valider les prédictions du modèle numérique.

Les caractéristiques liées à ce point de fonctionnement sont indiquées dans le tableau 7.11. Trois simulations ont été réalisées. Dans la première, on a utilisé un module de compressibilité constante ( $K = 1700$  MPa). Dans la seconde, on a pris en compte la dépendance de ce paramètre à la pression. On a utilisé la relation linéaire (cfr. 7.4 page 222) dont les paramètres ont été déterminés sur base des données expérimentales relatives à l'huile B. Dans la troisième simulation, en plus de la variation du module de compressibilité à la pression, on tient compte des déformations plastiques équivalentes dues au procédé d'indentation ayant servi à générer la cavité. Pour chacun de ces cas, le modèle microscopique est soumis à des conditions aux limites calculées grâce au modèle macroscopique correspondant.


	Exp. Bech			Simulation EF (Metafor)			
	$\alpha$ [°]	Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup.}$	$\mu_{inf.}$	$l_{t,g}$ [mm]	$l_{t,d}$ [mm]
	3	21.5	0.57	0.04	0.025	4.5	0.5

TABLEAU 7.11 – Paramètres utilisés lors de la modélisation du point de fonctionnement C1.

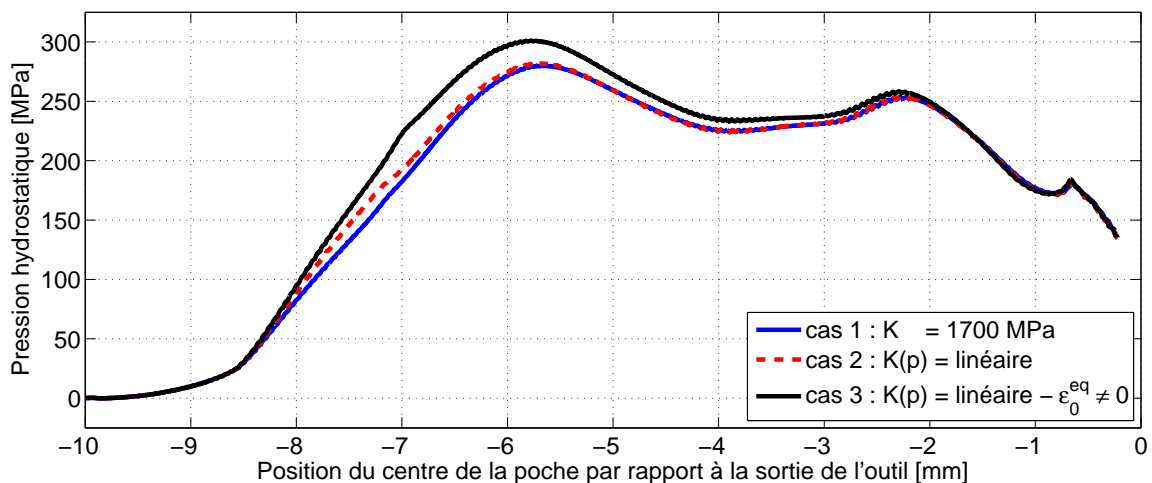


FIGURE 7.43 – Pression hydrostatique au sein de la poche de lubrifiant. Ces courbes ont été obtenues à l'aide du modèle macroscopique.

La cavité est remplie d'une huile plus visqueuse que dans le cas de référence. Bech utilise la loi de Barus pour caractériser le comportement piézo-visqueux de cette huile :

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_l \times p_b) = 2.2 \exp(2.1 \times 10^{-2} \times p_b) \quad [\text{Pa.s}] \quad (7.7)$$

où la pression du lubrifiant  $p_b$  est exprimée en MPa. Lors des essais expérimentaux, Bech a estimé la pression hydrostatique au moment du début de l'écoulement à 230 MPa [8]. Dans le modèle macroscopique, on a utilisé une valeur de viscosité correspondant à ce niveau de pression soit  $\eta = 275.5$  Pa.s. La pression hydrostatique calculée à l'aide de ce modèle numérique est représentée sur la figure 7.43. Sur base de ces courbes, on a décidé d'utiliser une valeur de viscosité  $\eta = 419.2$  Pa.s correspondant à une pression de référence  $p_b = 250$  MPa.

Sur la figure 7.44, on a représenté le déplacement vertical de l'arrière de la poche, en fonction de la distance par rapport à la sortie de l'outil, pour les trois cas étudiés ici. On constate que l'arrière de la poche s'ouvre à 4 reprises dans les trois cas. L'amplitude et la position de la première ouverture de la poche sont influencées significativement par la variation du module de compressibilité et le champ de déformations plastiques équivalentes autour de l'indentation. On constate que la poche s'ouvre davantage dans le cas 2 que dans le cas 1. De plus, l'abscisse correspondant à l'ouverture maximale se décale légèrement vers la sortie de l'outil. On observe la même tendance lorsqu'on prend en compte les déformations plastiques équivalentes dues à l'indentation. De plus, dans le cas 3, le moment où l'ouverture est maximale se rapproche de la mesure de Bech qui situe le début de l'écoulement à 6.1 mm de la sortie de la zone de contact. Les résultats obtenus à l'aide du modèle sont donc proches de la mesure expérimentale de Bech.

La distance plateau-vallée mesurée au droit des remontées de lubrifiant sur la tôle à l'arrière de la poche est de l'ordre de  $2.5 \mu\text{m}$  (cfr. figure 2.11 b à la page 18) comme l'ouverture maximale de la poche dans le cas 3.

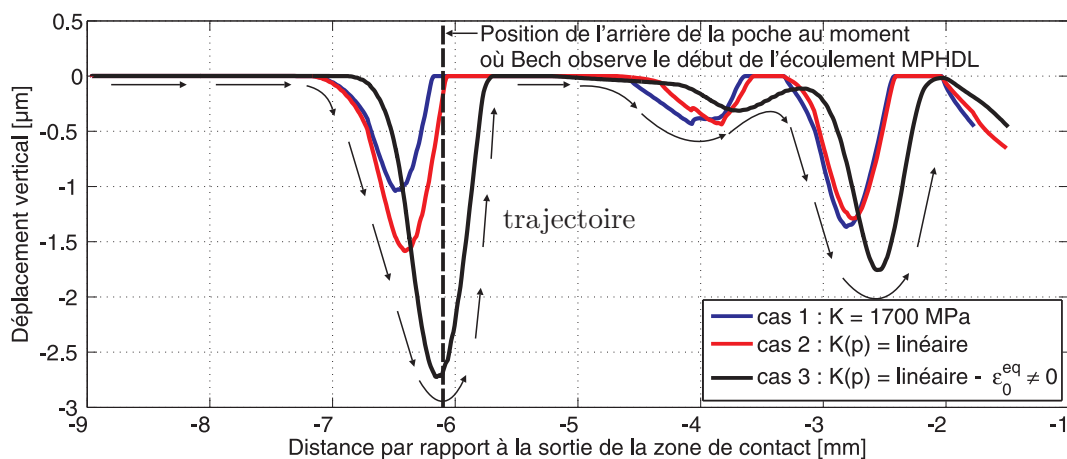


FIGURE 7.44 – Déplacement vertical de l'arrière de la poche en fonction de la position par rapport à la sortie de l'outil pour les 3 cas étudiés dans cette section.

## 7.5 Étude paramétrique

### 7.5.1 Pente de l'outil inférieur

Comme Bech dans ses expériences, on a étudié l'influence de la pente l'outil inférieur. Pour ce faire, on a réalisé des simulations avec des pentes de 2°, 3° et 5°. Les paramètres utilisés dans le modèle sont indiqués dans le tableau 7.12. Ceux-ci diffèrent légèrement des conditions expérimentales dans lesquelles Bech a effectué ses tests. En effet, le taux de réduction utilisé dans les essais expérimentaux n'est pas constant, il varie de quelques pourcents ; ce qui peut avoir une influence sur les résultats.

	$\alpha$ [°]	Exp. Bech		Simulation EF (Metafor)			
		Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup.}$	$\mu_{inf.}$
A4	2	<b>18.5</b>	0.58	<b>21.5</b>	0.62	0.05	0.025
REF	3	<b>21.5</b>	0.62	<b>21.5</b>	0.62	0.05	0.025
C4	5	<b>19.0</b>	0.61	<b>21.5</b>	0.62	0.05	0.025

TABLEAU 7.12 – Comparaison des paramètres relatifs aux points de fonctionnement testés par Bech, lors de l'étude de sensibilité à la pente de l'outil inférieur, à ceux utilisés dans le modèle numérique.

#### Analyse des résultats expérimentaux

En observant les traces laissées par le lubrifiant autour de la poche lors des 3 essais réalisés par Bech – A4, REF et C4 (cfr. figure 7.2) – on constate que la marque laissée à l'arrière de la poche est plus étendue lorsque la pente de l'outil est de 3°. La trace la plus courte est obtenue lorsque la pente vaut 5°.

De plus, on observe de très faibles remontées du lubrifiant à l'avant de la poche. Celles-ci interviennent à proximité des coins de la cavité. L'étendue de la marque laissée par le lubrifiant sur la tôle à l'avant de la cavité augmente avec la pente de l'outil.

#### Analyse des résultats numériques

Sur la figure 7.48, on a représenté la forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux lorsque l'extrémité du tuyau situé à l'avant de la poche atteint la sortie de l'outil. A l'arrière de la poche, on constate la formation d'une micro-cavité pour la pente la plus faible, il y en a deux dans le cas de référence et une, de plus grand volume, pour la pente la plus élevée.

La figure 7.45 montre que l'arrière de la poche s'ouvre à deux reprises dans le cas de référence et une fois seulement lorsque la pente de l'outil est de 5°. L'ouverture maximale (2.48  $\mu m$ ) est néanmoins beaucoup plus importante que celles observées avec une pente de 3° (1.31 et 0.8  $\mu m$ ) ce qui explique le plus grand volume de la micro-cavité au sein du tuyau gauche (cfr. figure 7.47).

Pour un taux de réduction donné, la longueur de la zone de contact diminue lorsque la pente de l'outil augmente. Dans le cas de référence, l'arrière de la poche s'ouvre à deux reprises : l'ouverture maximale est atteinte à 19% et 65% de la longueur de la zone de contact. Lorsque la pente est de 5°, l'ouverture maximale (2.48  $\mu m$ ) se produit à 44% de

l'emprise. Elle intervient donc plus tard que dans le cas de référence. C'est la raison pour laquelle la micro-cavité n'atteint pas l'extrémité gauche du tuyau. Le modèle prédit donc une étendue plus faible de la trace laissée par le lubrifiant à l'arrière de la poche plus faible lorsque la pente est de  $5^\circ$  comme le montre l'expérience.

Sur la figure 7.48, on constate dans les trois cas étudiés ici que du fluide s'est engouffré dans le tuyau situé à l'avant de la cavité. Plus la pente de l'outil inférieur est élevée, plus l'ouverture est importante. Sur la figure 7.46 on constate que le déplacement vertical maximal à l'avant de la poche est de 1.3, 6.5 et  $15.4 \mu\text{m}$  respectivement pour les pentes de 2, 3 et  $5^\circ$ . Le modèle est donc en mesure de représenter les observations effectuées par Bech à l'avant de la poche.

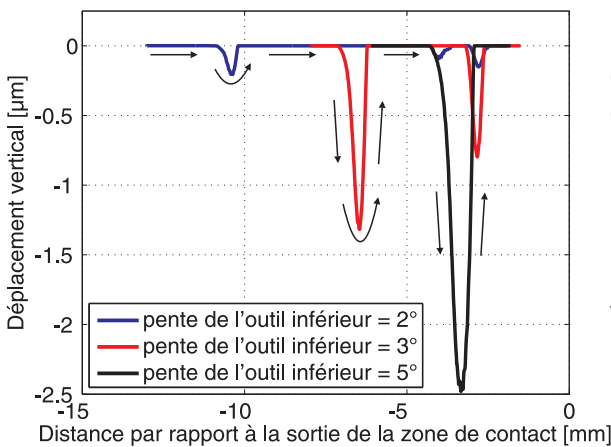


FIGURE 7.45 – Déplacement vertical de l'arrière de la poche, au cours de l'étrage, pour trois pentes de l'outil inférieur : 2, 3 et  $5^\circ$ .

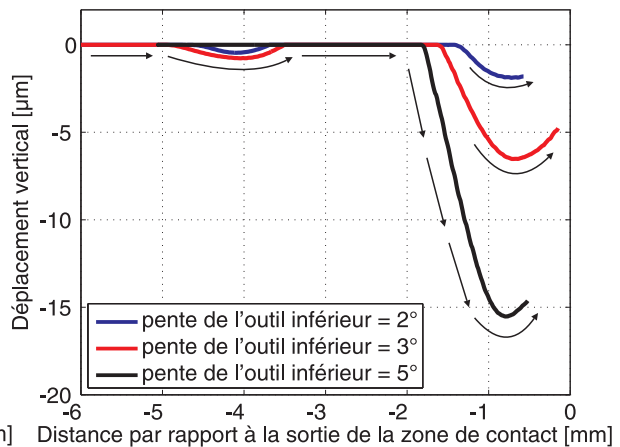


FIGURE 7.46 – Déplacement vertical de l'avant de la poche, au cours de l'étrage, pour trois pentes de l'outil inférieur : 2, 3 et  $5^\circ$ .

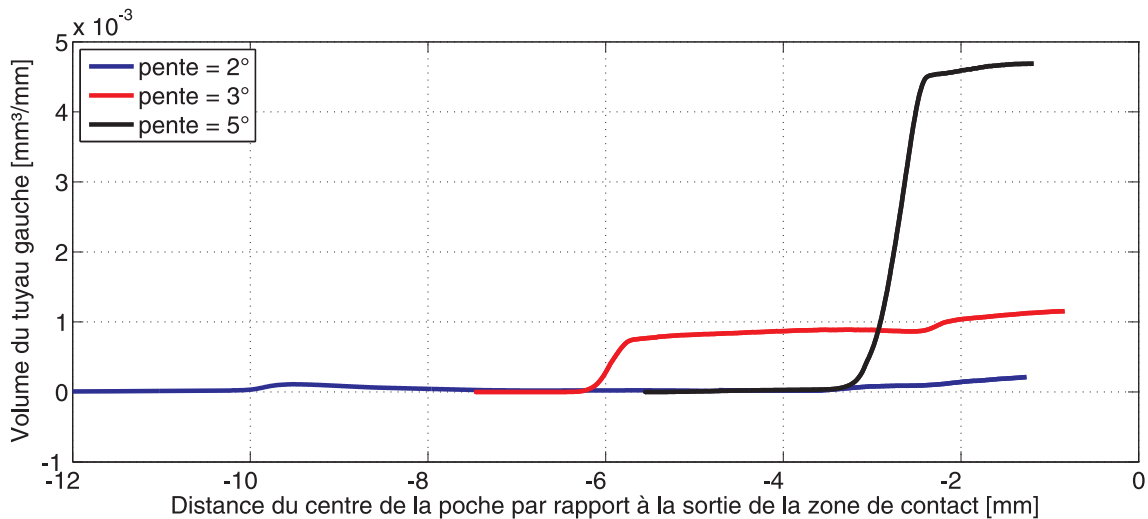


FIGURE 7.47 – Volume dans le tuyau situé à l'arrière de la poche en fonction de la position du centre de la cavité obtenu avec des outils inférieurs de pentes différentes : 2, 3 et  $5^\circ$ .

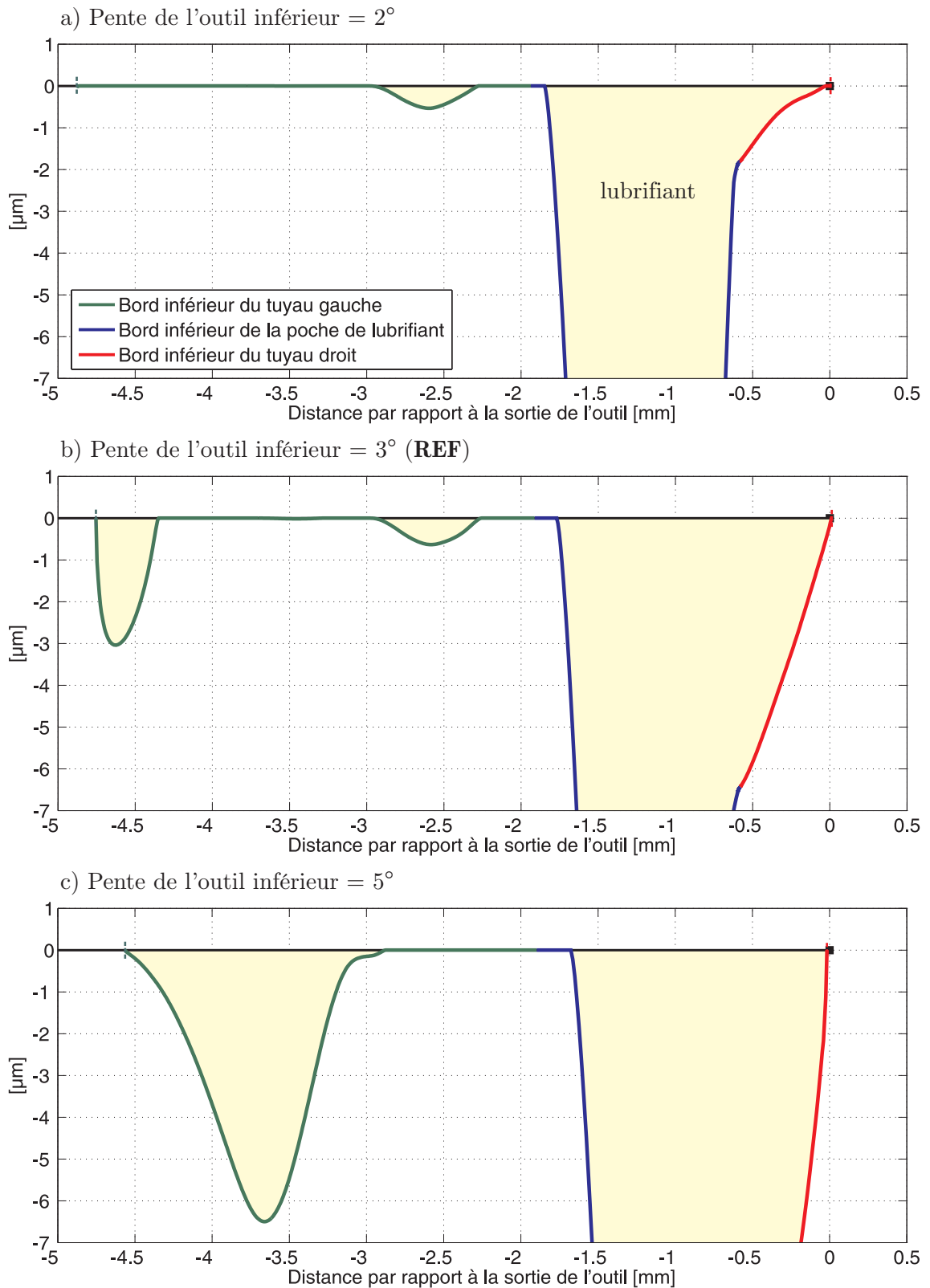


FIGURE 7.48 – Forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux lorsque l'extrémité du tuyau droit atteint la sortie de l'outil. Comparaison des résultats obtenus pour un taux de réduction de 21.5% et des outils de pente différente : 2, 3 et  $5^\circ$ .

## 7.5.2 Taux de réduction

Dans cette section, on étudie l'influence du taux de réduction. Bech [9] a effectué des essais avec des taux de réduction de 10, 15 et 20 %. On a reproduit ces 3 cas à l'aide du modèle numérique. Les paramètres relatifs aux points de fonctionnement de Bech ainsi que ceux utilisés dans le modèle éléments finis sont mentionnés dans le tableau 7.13.

	$\alpha$ [°]	Exp. Bech		Simulation EF (Metafor)			
		Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup.}$	$\mu_{inf.}$
A3	3	<b>11.8</b>	0.59	<b>10</b>	0.62	0.05	0.025
B4	3	<b>14.9</b>	0.59	<b>15</b>	0.62	0.05	0.025
REF	3	<b>21.5</b>	0.62	<b>21.5</b>	0.62	0.05	0.025

TABLEAU 7.13 – Comparaison des paramètres relatifs aux points de fonctionnement testés par Bech, lors de l'étude de sensibilité au taux de réduction, à ceux utilisés dans le modèle numérique.

### Analyse des résultats expérimentaux

Les mesures autour de la cavité après étirage (cfr. figure 7.2) montrent que l'augmentation du taux de réduction engendre des remontées de lubrifiant plus étendues à l'arrière ainsi qu'à l'avant de la poche.

### Analyse des résultats numériques

La forme du bord inférieur des tuyaux et de la poche après étirage, dans les trois cas étudiés ici, est représentée sur la figure 7.49. Avec un taux de réduction de 10%, contrairement aux expériences, le modèle ne prédit aucun écoulement sur les plateaux. Si on analyse en détail les données mentionnées dans [8], on remarque que le taux de réduction le plus faible est en réalité de 11.8 % et non pas 10% comme indiqué dans [9]. Ceci explique certainement l'absence d'écoulement dans le modèle numérique. D'après la simulation, il existe un seuil en dessous duquel le micro-hydrodynamisme n'apparaît pas.

Avec un taux de réduction de 15%, l'arrière de la poche s'ouvre une seule fois comme on le voit sur la figure 7.50. Celle-ci s'ouvre à deux reprises lorsque le taux de réduction est de 20%. On note cependant que le déplacement vertical maximum est plus faible que dans le cas précédent. Le volume qui s'échappe vers l'arrière de la poche est donc plus élevé à 15% de réduction (cfr. figure 7.52). Au vu des données dont on dispose, on n'est pas en mesure de confirmer cette observation. Des mesures d'épaisseurs de film sont nécessaires.

D'après les mesures expérimentales, la longueur de la marque laissée par le lubrifiant à l'arrière de la poche diffère peu entre 15% et 20% de réduction. Dans le modèle, la figure 7.49 indique que le lubrifiant atteint l'extrémité du tuyau dans les deux cas.

L'avant de la poche s'ouvre lui aussi une fois lorsque la réduction est de 15% et 2 fois pour 20 % (cfr. figure 7.51). De plus, le déplacement vertical de l'avant de la poche est plus important lorsque la réduction est de 20%. Ces observations correspondent aux constatations effectuées lors de l'analyse des mesures de Bech.

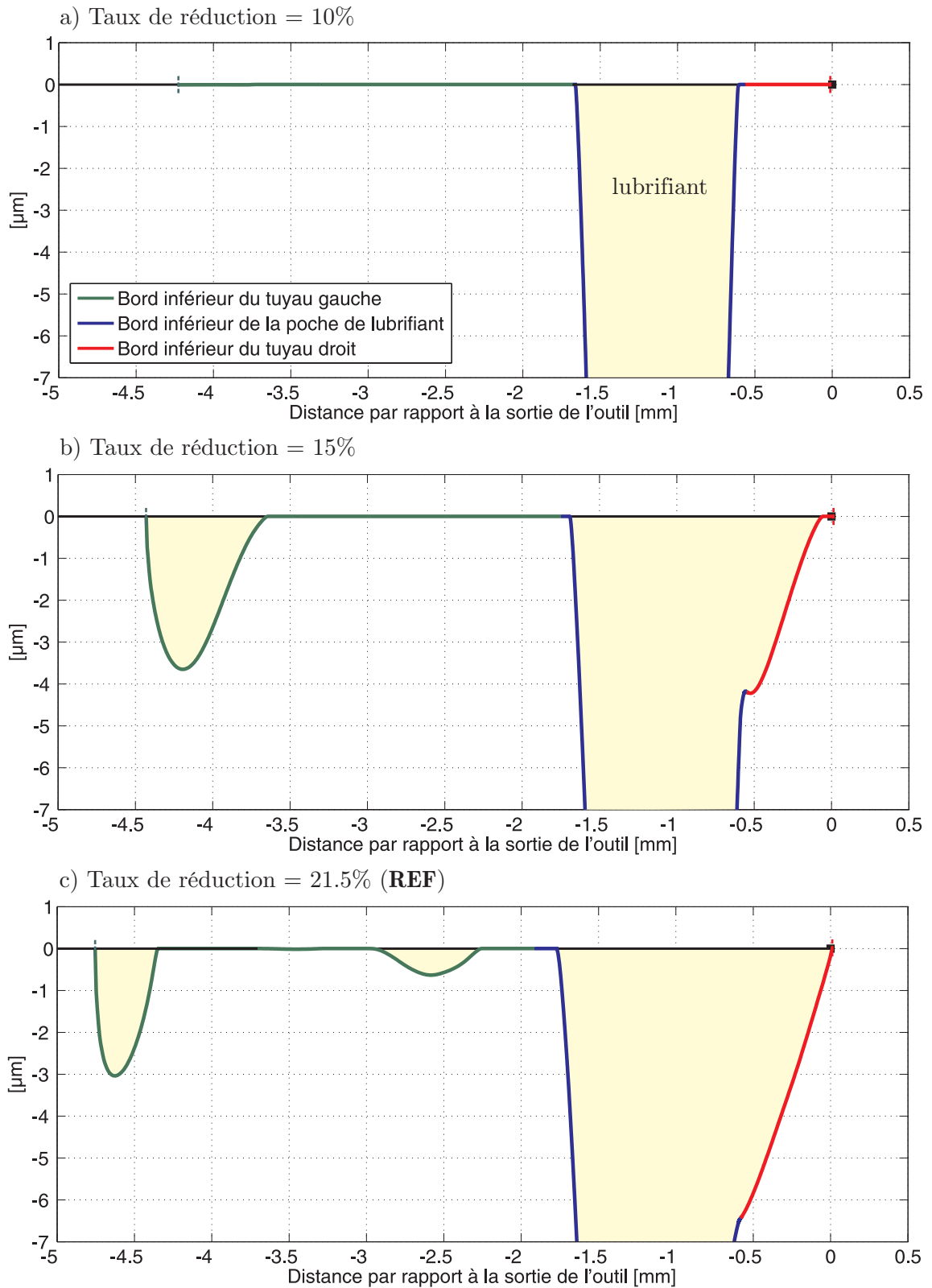


FIGURE 7.49 – Forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux lorsque l'extrémité du tuyau droit atteint la sortie de l'outil. Comparaison des résultats obtenus pour trois valeurs du taux de réduction d'épaisseur : 10, 15 et 21.5 %.

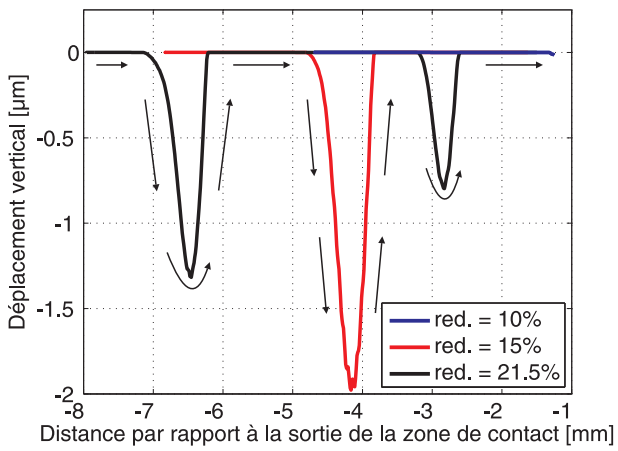


FIGURE 7.50 – Déplacement vertical de l'arrière de la poche, au cours de l'étrage, pour trois taux de réduction : 10, 15 et 21.5%.

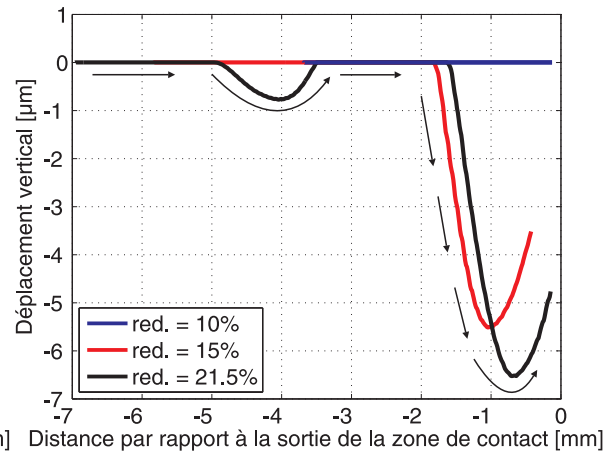


FIGURE 7.51 – Déplacement vertical de l'avant de la poche, au cours de l'étrage, pour trois taux de réduction : 10, 15 et 21.5%.

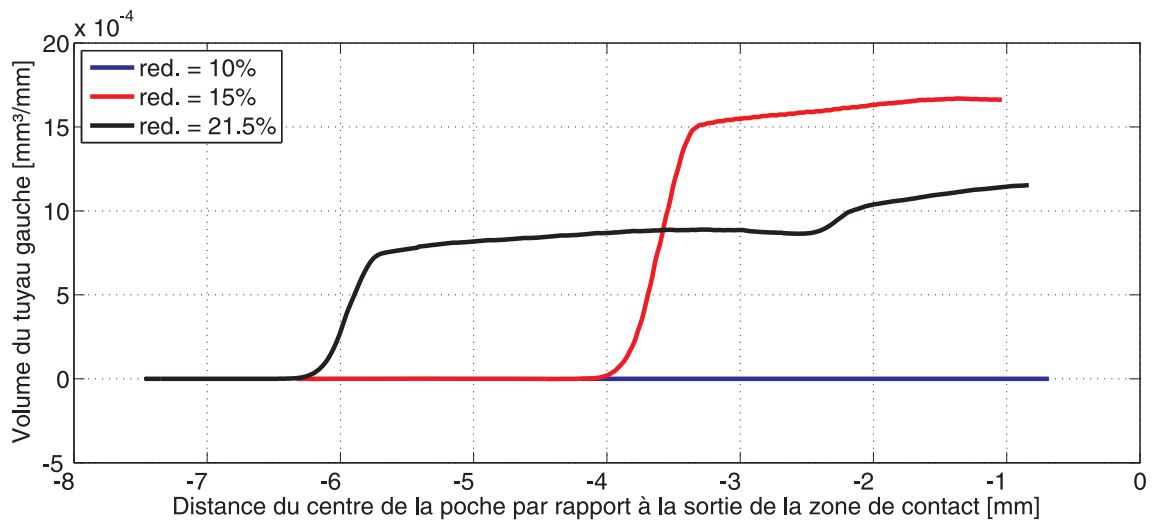


FIGURE 7.52 – Volume dans le tuyau situé à l'arrière de la poche en fonction de la position du centre de la cavité pour trois taux de réduction d'épaisseur.



### 7.5.3 Vitesse d'étrage

Dans cette section, on étudie l'influence de la vitesse d'étrage sur le micro-hydrodynamisme. Les vitesses d'étrage utilisées dans cette étude ne sont pas toutes identiques à celles utilisées par Bech. Comme lui, on a utilisé des vitesses de 0.62 et 5 mm/s. Par contre, la vitesse de 0.2 mm/s a été remplacée par 2 mm/s car le temps de calcul aurait été trop élevé. Les paramètres utilisés lors des essais expérimentaux et dans les simulations numériques sont décrits dans le tableau 7.14.

	$\alpha$ [°]	Exp. Bech		Simulation EF (Metafor)			
		Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	Red. [%]	$V_x$ [mm/s]	$\mu_{sup.}$	$\mu_{inf.}$
A2	3	21.5	<b>0.19</b>	–	–	–	–
<b>REF</b>	3	21.5	<b>0.62</b>	21.5	<b>0.62</b>	0.05	0.025
–	3	–	–	21.5	<b>2.0</b>	0.05	0.025
C2	3	18.0	<b>5.0</b>	21.5	<b>5.0</b>	0.05	0.025

TABLEAU 7.14 – Comparaison des paramètres relatifs aux points de fonctionnement testés par Bech, lors de l'étude de sensibilité à la vitesse d'étrage, à ceux utilisés dans le modèle numérique.

#### Analyse des résultats expérimentaux

Les résultats de Bech à la figure 7.2 montrent que l'augmentation de la vitesse d'étrage induit une marque plus étendue à l'arrière de la poche tandis que celle laissée à l'avant diminue.

#### Analyse des résultats numériques

La figure 7.53 indique que le nombre d'ouvertures de l'arrière de la poche augmente avec la vitesse : on en compte deux dans le cas de référence, 3 pour la vitesse intermédiaire et 4 pour la vitesse la plus élevée.

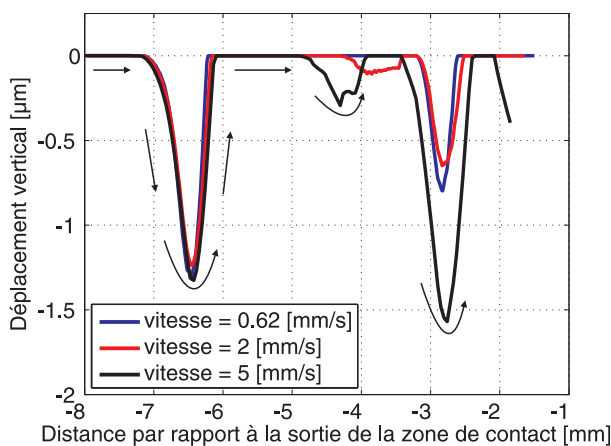


FIGURE 7.53 – Déplacement vertical de l'arrière de la poche pour trois vitesses d'étrage : 0.62, 2 et 5 mm/s.

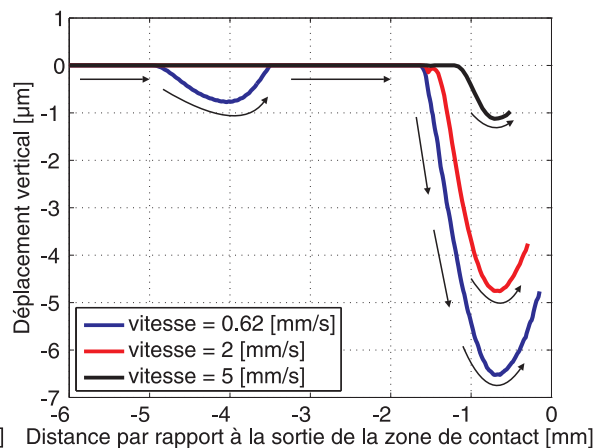


FIGURE 7.54 – Déplacement vertical de l'avant de la poche pour trois vitesses d'étrage : 0.62, 2 et 5 mm/s.

Paradoxalement, le volume final du tuyau gauche dans le cas à faible vitesse est fort proche de celui obtenu avec la plus grande vitesse (cfr. figure 7.55). En effet, bien que l'arrière de la poche s'ouvre moins fréquemment à basse vitesse, la durée pendant laquelle le lubrifiant a la possibilité de remonter sur les plateaux est plus importante. Par exemple, lors de la première ouverture, la trajectoire du point situé à l'arrière de la poche est identique pour les trois cas. À faible vitesse, la poche reste donc ouverte plus longtemps. Ce qui se traduit par une variation du volume plus importante en  $x = -5.5$  mm lorsque  $V_x = 0.62$  mm/s.

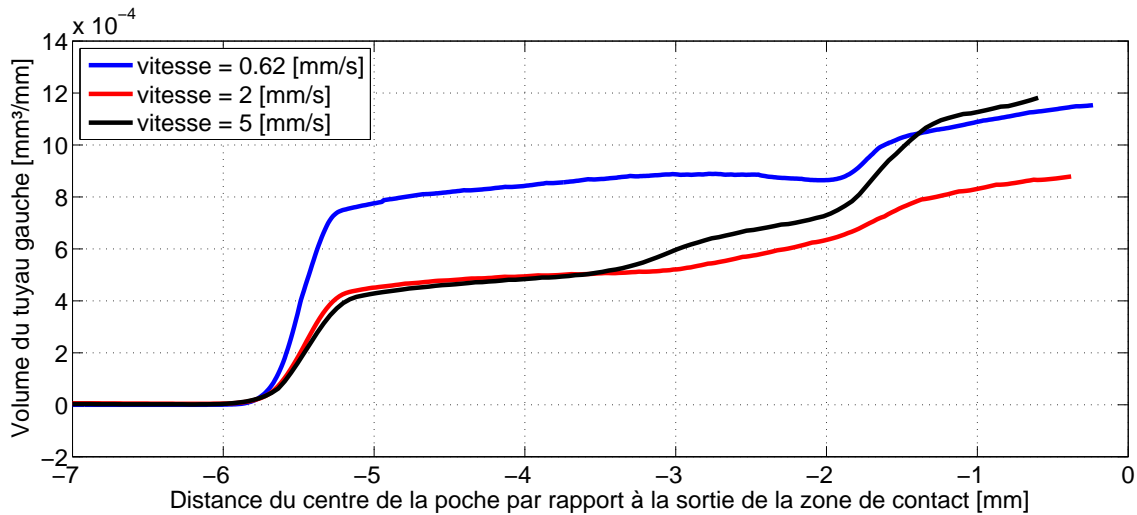


FIGURE 7.55 – Volume dans le tuyau situé à l'arrière de la poche en fonction de la position du centre de la cavité pour trois vitesses d'étirage.

Lorsque la vitesse d'étirage est de 5 mm/s, on observe que le mouvement relatif entre les micro-cavités et la poche principale est plus faible que dans les deux autres cas : la micro-cavité qui se forme à la même position de la zone de contact dans les trois cas n'atteint pas l'extrémité du tuyau (cfr. figure 7.56). Le modèle entraîne davantage ces micro-cavités à haute vitesse. Ce qui est contraire aux observations des données expérimentales.

Sur la figure 7.56, on constate que la tendance observée expérimentalement à l'avant de la poche est reproduite par le modèle : l'ouverture de la cavité diminue avec la vitesse. A la figure 7.54, on constate que le déplacement vertical maximal de l'avant de la poche est près de 7 fois plus faible pour  $V_x = 5$  mm/s que dans le cas de référence ( $V_x = 0.62$  mm/s).

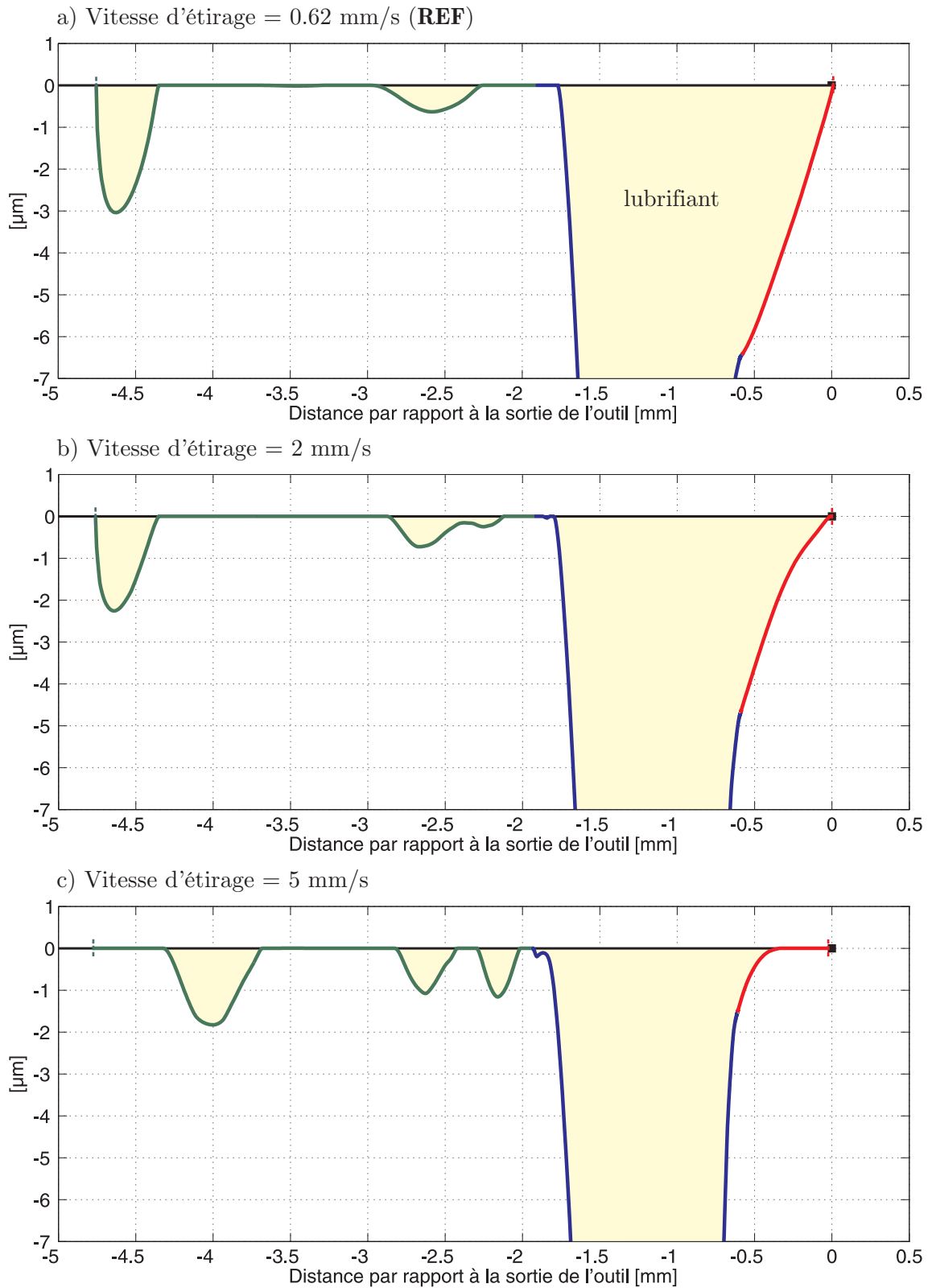


FIGURE 7.56 – Forme du bord inférieur de la cavité et des tuyaux lorsque l'extrémité du tuyau droit atteint la sortie de l'outil. Comparaison des résultats obtenus pour trois valeurs de vitesse d'étirage  $V_x$  : 0.62, 2 et 5 mm/s.

## 7.6 Conclusions

Dans ce chapitre, on a décrit un modèle numérique bidimensionnel relativement complexe permettant de modéliser les remontées de lubrifiant observées par Bech, autour d'une poche macroscopique, lors du procédé d'étirage plan.

Pour pouvoir obtenir des résultats dans des temps de calcul acceptables, l'approche retenue consiste à procéder en deux étapes. Lors de la première, on effectue une simulation complète du procédé d'étirage. Au cours de celle-ci, une tôle comprenant une cavité triangulaire remplie de lubrifiant est étirée à vitesse constante entre deux outils rigides. Ce premier modèle ne permet pas de modéliser les remontées de lubrifiant sur les plateaux, car il utilise un maillage trop simple et des conditions aux limites simplifiées pour le fluide. Pour permettre d'étudier ces remontées, un deuxième modèle a été envisagé. Celui-ci comprend deux tuyaux très fins situés de part et d'autre de la poche triangulaire. L'utilisation du formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien (ALE), qui permet de découpler le mouvement du maillage et de la matière, donne la possibilité au lubrifiant de quitter la poche et de gonfler les tuyaux situés sur les plateaux. Le maillage obtenu est trop grand pour résoudre le problème en un temps de calcul raisonnable. Par conséquent, on ne modélise qu'une partie du problème et on ne maille qu'une petite région de la tôle autour de la poche. Dès lors, pour être représentatif du procédé réel, des déplacements, issus des résultats du premier modèle, sont appliqués sur les frontières du second modèle.

Le modèle numérique résultant est capable de prédire aussi bien des remontées de lubrifiant vers l'avant que vers l'arrière de la poche. Pour les points de fonctionnement C1 et C7 (cfr. figure 7.2) des expériences de Bech, le moment à partir duquel ces écoulements apparaissent est très proche des mesures expérimentales.

Du point de vue de la physique, le modèle est à même de prendre en compte le comportement élastoplastique de la bande ainsi que les déformations plastiques préexistantes dues au procédé d'indentation utilisé pour générer les poches. Le lubrifiant est modélisé à l'aide de la loi de Norton-Hoff. Il est supposé newtonien et sa viscosité est indépendante de la pression. Par contre, on est en mesure de prendre en compte la variation du module de compressibilité en fonction de la pression.

Une étude paramétrique a montré l'influence de la vitesse d'étirage, de la pente de l'outil inférieur et du taux de réduction sur les remontées de lubrifiant :

- **l'augmentation du taux de réduction** a pour effet d'accroître le nombre d'ouvertures de l'arrière de la poche au cours du procédé. Cette tendance est intéressante dans la mesure où elle confirme ce qui est pressenti en laminage : une augmentation du nombre d'écoulements microscopiques conduisant à une diminution du frottement ;
- **lorsque la pente de l'outil inférieur augmente**, l'ouverture du tuyau à l'avant de la poche augmente ce qui est conforme aux observations des résultats de Bech. De plus, avec l'outil inférieur le plus pentu, l'arrière de la poche s'ouvre plus tard ce qui réduit la longueur de la trace laissée par le lubrifiant à l'arrière de la poche comme le montrent les mesures de Bech ;

- **l'augmentation de la vitesse d'étirage** induit un nombre plus important d'ouvertures à de l'arrière de la cavité. De plus, on observe une diminution de la quantité de lubrifiant échappé vers l'avant au terme de l'étirage. Ce qui est également conforme aux observations expérimentales.

Deux critiques qui pourraient être faites à ce modèle sont d'une part le coût élevé en terme de temps de calcul et d'autre part une étendue finie des fines couches de lubrifiant situées de part et d'autre de la poche de lubrifiant. Si ces problèmes devenaient trop importants, une alternative serait d'utiliser des éléments de contact capables de déterminer une valeur locale de frottement en intégrant une équation de Reynolds moyenne. De tels éléments ont déjà été utilisés par Boman et Ponthot [13] pour traiter des cas de laminage. Dans les simulations d'étirage, ces éléments seraient situés sur les plateaux de part et d'autre de la poche. Initialement ils prendraient en compte le frottement au moyen d'une loi de type Coulomb. L'intégration de l'équation de Reynolds serait activée une fois le seuil permettant l'apparition du micro-hydrodynamisme franchi. Pour pouvoir intégrer cette équation, on doit disposer de l'épaisseur de film de lubrifiant à l'entre des plateaux. Le calcul de cette condition aux limites constitue, à notre avis, le point le plus délicat de la mise au point d'un tel modèle. Grâce à ces éléments de contact, on pourrait mailler la poche de lubrifiant avec moins d'éléments fluides ce qui permettrait de diminuer drastiquement le temps de calcul. De plus, on pourrait prédire l'étendue des remontées de lubrifiant sur les plateaux en mesurant la distance sur laquelle les éléments sont activés.



# Chapitre 8

## Conclusions générales

Ce dernier chapitre résume les résultats obtenus et les futurs développements à envisager pour améliorer les modèles numériques qui ont été présentés.

### 8.1 Rappel du contexte du travail

À l'heure actuelle, les producteurs d'aciers développent de nouveaux produits aux performances mécaniques accrues. Ceux-ci leur permettent de répondre aux demandes de leurs clients et de rester concurrentiels par rapport à d'autres types de matériaux comme l'aluminium.

Les nouveaux types d'aciers sont cependant plus difficiles à produire. Ceci est particulièrement vrai en laminage à froid des tôles minces. Dans ce procédé, les cylindres de travail entraînent la tôle par frottement. Or le frottement affecte d'autant plus la force de laminage que l'épaisseur de la tôle est faible et la limite d'élasticité du matériau est élevée.

Le niveau de frottement doit donc être adapté pour rester dans une gamme de valeurs optimales. Il doit être suffisamment élevé pour entraîner la tôle, mais pas trop pour éviter de dépasser les limites technologiques des outils. Il peut varier en fonction de l'usure des cylindres de travail, du matériau à laminer, de la vitesse de laminage, de la réduction, du type de lubrifiant utilisé, etc. Une manière de contrôler le frottement est d'adapter les paramètres de lubrification (ex. concentration d'huile dans l'émulsion, quantité de lubrifiant envoyée sur la tôle et les cylindres, etc.) en fonction des conditions de laminage. On parle de lubrification flexible [58]. Cette technique permet d'adapter le niveau de frottement en fonction :

- **de la vitesse de laminage**

À faible vitesse, lors des phases d'accélération et de décélération, la force de laminage est plus importante en raison d'une diminution des effets hydrodynamiques. Cette augmentation de la force de laminage est problématique en raison du risque de dépassement des capacités des outils.

- **de l'usure des cylindres**

Les cylindres s'usent au cours du laminage, leur rugosité diminue. Le niveau de frottement entre la tôle et l'outil a donc tendance à baisser. Si les conditions de lubrification peuvent être adaptées en conséquence, des gains de productivité significatifs peuvent être réalisés grâce à l'augmentation de la durée entre deux changements successifs des cylindres.

- **du type d'acier à laminier**

À l'heure actuelle on ne lamine plus une seule et même nuance d'acier au cours d'une campagne de laminage. Les conditions de lubrification doivent donc pouvoir être adaptées rapidement à différents types de matériau.

L'optimisation du procédé peut bien entendu être réalisée de manière expérimentale sur des laminoirs pilotes et sur des sites industriels. Cette démarche implique cependant de nombreuses phases d'essais-erreurs, du temps ainsi qu'une mobilisation du personnel et des installations. Ces essais ont donc un coût élevé. Les modèles numériques peuvent être utilisés de manière complémentaire. Ils offrent en effet la possibilité de calculer des grandeurs difficilement mesurables comme l'épaisseur du film de lubrifiant et donc d'analyser plus finement les résultats. De plus, les études paramétriques réalisées avec les modèles numériques permettent de réduire le nombre d'essais expérimentaux nécessaires. En outre, les coûts liés à leur utilisation sont moins élevés que ceux des essais expérimentaux.

## 8.2 Travail réalisé

Des mesures effectuées lors du laminage à froid d'aciers à haute limite d'élasticité indiquent une diminution du frottement lors de l'augmentation du taux de réduction. Cette tendance peut être expliquée à l'aide du micro-hydrodynamisme. Bien que ce phénomène n'ait jamais été observé directement au cours du laminage, son existence a été démontrée sur des essais d'étirage plan. Ces expériences ont été reproduites à l'aide du logiciel éléments finis Metafor. Le travail effectué dans cette thèse a conduit à la réalisation du premier modèle éléments finis capable de prédire l'apparition du micro-hydrodynamisme et de visualiser ces écoulements microscopiques.

On souhaite inclure les effets liés à l'apparition du micro-hydrodynamisme dans MetaLub [93], un code de calcul de laminage à froid en lubrification mixte basé sur la méthode des tranches. Pour ce faire, on compte remplacer les équations analytiques d'écrasement des aspérités par des simulations éléments finis capables de prédire la diminution du frottement due aux remontées de lubrifiant sur les plateaux.

Dans le chapitre 3, le modèle d'emprise MetaLub est décrit en détail et ses hypothèses sont précisées. Celui-ci a été utilisé pour étudier des conditions de laminage rencontrées à Tilleur lors de la phase de tests d'un système de lubrification flexible. On a pu modéliser l'ensemble des points de fonctionnement à l'aide d'un même coefficient de frottement solide-solide. On a cependant ajusté la valeur de l'épaisseur de film d'huile à l'entrée de l'emprise sur les valeurs de glissement avant et de force de laminage mesurées lors de ces essais. On a vu qu'une diminution de la concentration de l'émulsion se traduisait dans le modèle



par une diminution de l'épaisseur du film d'huile en entrée d'emprise. Dans ce chapitre, on a également comparé l'épaisseur de film d'huile calculée par MetaLub à des mesures effectuées, dans l'emprise d'un laminoir pilote, à l'aide d'un capteur ultrasonore. Enfin, on a montré l'impossibilité de prédire la diminution du frottement avec l'augmentation du taux de réduction en utilisant la version actuelle de MetaLub.

Avant de remplacer les équations analytiques d'écrasement d'aspérités par des résultats de simulations éléments finis, on a montré qu'il était possible de réaliser des simulations d'écrasement d'aspérités avec Metafor. Ces résultats sont décrits dans le chapitre 4. Dans un premier temps, on a validé le modèle numérique en comparant les résultats obtenus à des mesures effectuées lors d'essais d'écrasement d'aspérités macroscopiques [98]. Ensuite, on a étudié l'écrasement d'aspérités microscopiques. Pour ce faire, on a utilisé un profil réel mesuré sur des tôles après laminage à froid [10]. Les résultats obtenus avec Metafor ont été vérifiés par rapport à deux autres codes de calcul : Abaqus [26] et LAM3 [42, 43]. Dans ce chapitre, on a également calculé la raideur des aspérités lors de cycles charge-décharge. Bien que nos simulations aient été réalisées sur une géométrie d'aspérité simplifiée, les courbes obtenues à l'aide du modèle numérique présentent un comportement hystérétique comme les courbes expérimentales [30]. De plus, les ordres de grandeur des deux types de résultats sont identiques.

On a ensuite couplé MetaLub et Metafor. À l'heure actuelle, cette procédure est capable de traiter des cas sans lubrifiant. Ce couplage permet de remplacer les lois analytiques d'écrasement d'aspérités de MetaLub par des résultats de simulations éléments finis plus générales. On peut ainsi traiter des profils plus complexes et prendre en compte des lois de comportement variées. La procédure de couplage ainsi que les modifications apportées aux systèmes d'équations de MetaLub sont décrites au chapitre 5.

On a également couplé MetaLub à ThermRoll, un logiciel capable de modéliser les échanges thermiques entre la tôle et le cylindre. Cette procédure, décrite au chapitre 5, a été validée sur des cas de laminage rencontrés sur le laminoir de Dofasco (Canada).

Le logiciel Metafor a été développé pour modéliser le comportement des solides. Dans le chapitre 6, on a montré qu'il était possible de traiter le comportement d'un fluide newtonien et de réaliser des simulations d'interaction fluide-structure.

Dans le chapitre 7, on a montré la faisabilité de modéliser le micro-hydrodynamisme à l'aide de la méthode des éléments finis. Pour ce faire, on a reproduit les expériences d'étirage plan réalisées par Bech [8, 9]. Le modèle est capable de prendre en compte la variation du module de compressibilité avec la pression hydrostatique ainsi que les déformations plastiques dues au procédé d'indentation ayant servi à créer les poches. Le modèle est à même de représenter les écoulements vers l'avant et vers l'arrière de la poche. De plus, les études paramétriques réalisées montrent que ce modèle permet de reproduire la plupart des observations effectuées par Bech lors de ses essais. Le micro-hydrodynamisme n'a pas encore été modélisé dans le cadre du laminage à froid. Il s'agit d'une des perspectives de ce travail.

## 8.3 Perspectives

### Modèle numérique des expériences de Bech

Le modèle numérique mis au point dans cette thèse est capable de reproduire les expériences de Bech [8, 9] mettant en évidence le phénomène de micro-hydrodynamisme. Ce modèle pourrait toutefois être amélioré en complexifiant la loi de comportement utilisée pour modéliser le lubrifiant. Pour cela, des données expérimentales sont nécessaires. Idéalement, on devrait disposer des lois de variation de la viscosité et du module de compressibilité du lubrifiant en fonction de la pression. La dépendance du module de compressibilité à la pression hydrostatique peut déjà être prise en compte. Par contre, le comportement piézo-visqueux n'a pas été traité dans les simulations discutées ici. Cet effet pourrait influencer les remontées de lubrifiant vers l'arrière de la poche.

Le modèle numérique prédit plusieurs ouvertures et fermetures de l'arrière et de la cavité principale. Le lubrifiant s'échappe donc de la poche en plusieurs étapes ce qui génère différentes micro-cavités dans les tuyaux. Des mesures expérimentales d'épaisseur de film permettraient de savoir si le film est continu et de mieux comprendre les phénomènes physiques présents au droit des remontées de lubrifiant. Pour ce faire, on pourrait par exemple utiliser un système de mesure de raideur ultrasonore similaire à celui brièvement décrit à la section 3.5. De plus, grâce à ces nouveaux essais, on disposerait de davantage de mesures de la position de la poche au début de l'écoulement pour valider le modèle.

Ces simulations numériques nécessitent actuellement un temps de calcul élevé : de l'ordre de 10 jours. Ce sont les petites tailles de mailles sur les extrémités de la poche ainsi que la présence de fines couches de lubrifiant sur les plateaux qui pénalise le temps de calcul. Celles-ci pourraient être remplacées par des éléments de contact capables de déterminer le coefficient de frottement local sur base de l'intégration d'une équation de Reynolds moyenne. Cette dernière permettrait de prendre en compte l'influence de la présence des aspérités sur l'écoulement. Des éléments de ce type ont déjà été utilisés par Boman et Ponthot [13] dans des simulations éléments finis de laminage à froid. Pour pouvoir utiliser ces éléments dans le modèle des expériences de Bech, il faudra d'une part être en mesure de faire la transition entre du contact solide-solide géré par une loi classique de type Coulomb vers le contact lubrifié lorsque les conditions nécessaires à l'apparition du micro-hydrodynamisme seront rencontrées. D'autre part, ce type d'éléments nécessite une épaisseur de lubrifiant initiale pour pouvoir intégrer l'équation de Reynolds. Une des difficultés sera de déterminer la valeur de ce paramètre.

### Prise en compte de la rugosité du cylindre dans le modèle numérique de laminage à froid

La méthode de couplage entre MetaLub et Metafor présentée dans le chapitre 5 a été validée dans un cas "cylindre lisse – tôle rugueuse". C'est cette configuration qui est généralement traitée dans l'ensemble des codes de laminage à froid en lubrification mixte. Or dans la réalité, la tôle et le cylindre sont rugueux. L'étude de ce type de configuration est une des perspectives de ce travail.

### **Simulations d'écrasement d'aspérités en présence de lubrifiant**

Pour pouvoir inclure le micro-hydrodynamisme dans MetaLub, on doit être en mesure de simuler des conditions d'écrasement d'aspérités en présence de lubrifiant. Ces simulations seront réalisées à plus petites échelles que celles présentées dans le chapitre 7. Ceci nécessitera certainement un ensemble de paramètres numériques différents et des conditions aux limites adaptées. Les simulations seront réalisées sur des aspérités transverses (contenues dans un plan orthogonal à la direction de laminage). Le déplacement horizontal de l'outil par rapport à la tôle ne devra donc pas être pris en compte.

La première étape consistera à effectuer ces simulations, à l'aide de Metafor en formulation Arbitraire Lagrangienne Eulérienne, en état plan de déformation sur des profils d'aspérités simplifiés : une forme sinusoïdale par exemple. Ces premiers tests permettront de déterminer le maillage le plus adapté et la méthode de repositionnement des noeuds indiquée pour ce type de problème.

Dans ces simulations, pour pouvoir représenter les remontées de lubrifiant sur les plateaux, on envisage de relier les poches de lubrifiant entre elles par de très fines couches d'éléments finis fluides – similaires à celles utilisées dans les simulations du procédé d'étirage décrites dans le chapitre 7 – situées sur les flancs des aspérités. Ces éléments permettraient au lubrifiant de s'écouler depuis des poches fortement pressurisées vers les poches voisines en remontant sur les plateaux. Dans ce cas, le micro-hydrodynamisme ne serait pas dû à un différentiel de vitesse entre l'outil et la tôle, mais à une différence de pression hydrostatique entre deux cavités voisines.

Dans la modélisation des expériences de Bech, le déplacement relatif entre la cavité et les outils associé à l'adhérence du fluide à la paroi semble pénaliser le temps de calcul. Dans le cas de l'écrasement des aspérités, le mouvement relatif entre l'outil et la tôle est moins important. Il est donc possible que ces simulations soient plus rapides. Si tel n'était pas le cas, une alternative consisterait à remplacer la fine couche d'éléments finis fluide par des éléments de contact, similaires à ceux de Boman et Ponthot [13], capables de prendre en compte les effets des aspérités et du film de lubrifiant. Ici aussi une des difficultés serait de déterminer l'épaisseur initiale de film.

Une fois ces premières simulations mises au point, les profils d'aspérités de l'outil et de la tôle pourront être complexifiés pour tendre vers des configurations plus proches de la réalité.

### **Couplage MetaLub-Metafor prenant en compte le lubrifiant**

Pour s'approcher de la réalité du laminage avec des cylindres rectifiés, il faudrait envisager des simulations d'écrasement d'aspérités transversales (le profil des aspérités est contenu dans un plan orthogonal à la direction de laminage). Dans ce cas, le déplacement relatif entre les aspérités du cylindre et celles de la tôle est négligeable dans le plan transverse. À l'inverse, le glissement entre la tôle et le cylindre est important dans la direction de laminage.

Pour éviter le 3D, on peut utiliser un profil d'aspérités 2D et l'extruder dans la direction de laminage en utilisant une seule maille dans le sens de la profondeur comme cela a été fait dans le chapitre 5. La condition hors plan serait alors appliquée sur la frontière du modèle. On peut également utiliser la méthode dite "2D 1/2". Dans ce cas, seule une face plane est maillée en 2D et la déformation longitudinale est prise en compte directement au niveau de la formulation éléments finis bi-dimensionnelle. Cette méthode permet de réduire le nombre d'inconnues du calcul. En effet, par rapport au cas où on extrude le maillage, le nombre de noeuds et de points de Gauss est réduit de moitié.

En raison du glissement entre la tôle et le cylindre, on n'appliquera pas les mêmes conditions sur la tôle et le film de lubrifiant. Pour le **solide**, on peut utiliser la tension moyenne  $\sigma_x$  ou la déformation moyenne  $\varepsilon_x$  dans la direction de laminage calculées par MetaLub. Pour le **fluide**, la situation est un peu plus complexe. En effet, la vitesse n'est pas uniforme sur l'épaisseur du film fluide en raison du différentiel de vitesse entre le cylindre et la bande. Pour une première cage de tandem, et une vitesse périphérique du cylindre de 1000 mm/s, cette vitesse de glissement peut atteindre 400 mm/s. Cette différence de vitesse, qui dépend des conditions de laminage, varie en fonction de la position dans l'emprise. À l'entrée de l'emprise, la vitesse de la bande est inférieure à celle du cylindre. Elle augmente en raison de la réduction d'épaisseur pour atteindre la vitesse du cylindre au droit du point neutre. Ce différentiel de vitesse va sérieusement compliquer la mise au point du modèle. Le plus simple serait dans un premier temps de le négliger et d'appliquer une pression ou un allongement au film de lubrifiant sur base des résultats obtenus avec MetaLub. La méthode "2D 1/2" est intéressante dans la mesure où elle permet d'appliquer facilement des allongements différents sur la bande et le film de lubrifiant.

Enfin, les équations de MetaLub devront également être adaptées pour pouvoir prendre en compte les résultats calculés avec Metafor.

### **Troisième génération de modèle de laminage à froid**

Comme cela a été mentionné dans l'introduction, un des objectifs poursuivis par ArcelorMittal est de mettre au point un modèle numérique de troisième génération. Ce modèle devrait être paramétré en fonction des configurations opérationnelles des systèmes de lubrification utilisés dans les laminoirs.

MetaLub est un des éléments de ce modèle. Son couplage avec Metafor dans des cas lubrifiés permettra de prendre en compte le micro-hydrodynamisme. Cette procédure de couplage devrait être intégrée dans une grande chaîne faisant intervenir différents modèles développés par d'autres équipes de recherches lors de partenariats avec ArcelorMittal. On pense par exemple notamment aux travaux de Cassarini [18] et Guillaument [40] qui permettent de déterminer l'épaisseur du film de lubrifiant à l'entrée de l'emprise lors de l'utilisation d'émulsions. Une fois toutes ces tâches terminées, MetaLub pourra être considéré comme un modèle de troisième génération prenant en compte le micro-hydrodynamisme.

# Annexe A

## Machines

Il aurait été difficile d'utiliser une seule et même machine pour effectuer tous les calculs présentés dans ce travail. À titre d'information, nous décrivons ici brièvement les caractéristiques techniques des ordinateurs utilisés.

	CPU	RAM	OS
PC1	Intel Core i7 1.734 GHz	8 Go	Windows 7 (64 bits)
PC2	Intel Xeon E5620 2.40 GHz	48 Go	Scientific Linux 5.5 (64 bits)

TABLEAU A.1 – Description des machines utilisées dans ce travail.



# Bibliographie

- [1] **Adam, L. and Ponthot, J.-P.** Thermomechanical modeling of metals at finite strains : First and mixed order finite elements. *International Journal of Solids and Structures*, 42 :5615—5655, 2005.
- [2] **Ahmed, R. and Sutcliffe, M. P. F.** An experimental investigation of surface pit evolution during cold-rolling or drawing of stainless steel strip. *ASME Journal of Tribology*, 123(1) : 1–7, 2001.
- [3] **Azushima, A.** *Metal Forming Science and Practice*, chapter Chapter 5 Direct Observation of Interface for Tribology in Metal Forming, pages 61–84. Elsevier Science Ltd., 2002.
- [4] **Azushima, A. and Kudo, H.** Direct observation of contact behaviour to interpret the pressure dependence of the coefficient of friction in sheet metal forming. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44(1) :209 – 212, 1995.
- [5] **Azushima, A.** Experimental confirmation of the micro-plasto-hydrodynamic lubrication mechanism at the interface between work-piece and forming die. *Journal of the Japan Society for Technology of Plasticity*, 30 :1631–1638, 1989.
- [6] **Azushima, A.** Fem analysis of hydrostatic pressure generated within lubricant entrapped into pocket on workpiece surface in upsetting process. *Journal of Tribology*, 122(4) :822–827, 2000.
- [7] **Barus, C.** Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*, 45 :87–96, 1893.
- [8] **Bech, J.** Lubrication mechanisms in metal forming (in Danish). Master's thesis, Technical University of Denmark, 1997.
- [9] **Bech, J., Bay, N., and Eriksen, M.** Entrapment and escape of liquid lubricant in metal forming. *Wear*, 232(2) :134 – 139, 1999.
- [10] **Bertrandie, J.-J.** Modélisation des contraintes thermomécaniques dans une bobine lors du recuit-base à l'aide d'abaqus. etape 1 : bobinage, écrasement de rugosité, essais de fluage. Technical report, ArcelorMittal, 2002.
- [11] **Bland, D. and Ford, H.** An approximate treatment of the elastic compression on the strip in cold rolling. *J. Iron Steel Inst*, 171 :245, 1952.
- [12] **Boman, R.** *Développement d'un formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien tridimensionnel en dynamique implicite. Application aux opérations de mise à forme.* PhD thesis, 2010.
- [13] **Boman, R. and Ponthot, J.-P.** Finite element simulation of lubricated contact in rolling using the arbitrary lagrangian–eulerian formulation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 193(39–41) :4323 – 4353, 2004.
- [14] **Bouache, T. and Montmitonnet, P.** Modélisation 2D des transferts thermiques dans un cylindre en régime périodique établi : applications pour le laminage à froid. Technical report, Ecole de Mines de Paris (CEMEF), 2009.

- [15] **Bouache, T., Legrand, N., and Montmitonnet., P** A numerical heat transfer analysis in mixed film lubrication for cold strip rolling. In “Proceedings of the 5th European Rolling Conference,” 2009.
- [16] **Bui, Q. V., Papeleux, L., and Ponthot, J.-P** Numerical simulation of springback using enhanced assumed strain elements. *Journal of Materials Processing Technology*, 153-154 :314–318, 2004. Proceedings of the International Conference in Advances in Materials and Processing Technologies.
- [17] **Bussetta, P., Dialami, N., Boman, R., Chiumenti, M., Agelet de Saracibar, C., Cervera, M., and Ponthot, J.-P** Comparison of a fluid and a solid approach for the numerical simulation of friction stir welding with a non-cylindrical pin. *Steel Research International*, 2013.
- [18] **Cassarini, S.** *Modélisation du lubrifiant dans la zone d’entrée pour la lubrification par émulsion en laminage à froid*. PhD thesis, Ecole des Mines de Paris, 2007.
- [19] **Chang, W., Etsion, I., and Bogy, D.** An elastic plastic model for the contact of rough surfaces. *Journal of tribology*, 109 :257–263, 1987.
- [20] **Chassaing, P.** *Mécanique des fluides : Éléments d’un premier parcours*. Cépaduès-Éditions, 2000.
- [21] **Christensen, H.** Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 184 :1013–1022, 1970.
- [22] **Chung, J. and Hulbert, G. M.** A time integration algorithms for structural dynamics with improved numerical dissipations : the generalized- $\alpha$  method. 60 :371–375, 1993.
- [23] **Coulomb, C. d.** *Théorie des machines simples en ayant égard au frottement de leurs parties et à la raideur des cordages*. PhD thesis, Paris, 1781.
- [24] **Counhaye, C.** *Modélisation et contrôle industriel de la géométrie des aciers laminés à froid*. PhD thesis, Université de Liège, 2000.
- [25] **Crosetto, P., Reymond, P., Deparis, S., Kontaxakis, D., Stergiopoulos, N., and Quarteroni, A.** Fluid–structure interaction simulation of aortic blood flow. *Computers & Fluids*, 43(1) :46 – 57, 2011. Symposium on High Accuracy Flow Simulations. Special Issue Dedicated to Prof. Michel Deville.
- [26] **Dassault Systèmes Simulia Corp.** *Abaqus Analysis User’s Manual (v6.2)*.
- [27] **Degroote, J., Bathe, K.-J., and Vierendeels, J.** Performance of a new partitioned procedure versus a monolithic procedure in fluid–structure interaction. *Computers & Structures*, 87 (11–12) :793 – 801, 2009. Fifth Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics.
- [28] **Donea, J. and Huerta, A.** *Finite Element Methods for Flow Problems*. 2003.
- [29] **Dubar, L., Hubert, C., Christiansen, P., Bay, N., and Dubois, A.** Analysis of fluid lubrication mechanisms in metal forming at mesoscopic scale. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 61(1) :271 – 274, 2012.
- [30] **Dwyer-Joyce, R. S., Drinkwater, B. W., and Quinn, A. M.** The use of ultrasound in the investigation of rough surface interfaces. *Journal of Tribology*, 123 :8–16, 2001.
- [31] **Friaâ, A.** *La loi de Norton–Hoff généralisée en plasticité et visco-plasticité*. PhD thesis, Thèse de Doctorat d’État, Paris VI, 1979.
- [32] **Frêne, J.** Butées et paliers hydrodynamiques. *Techniques de l’ingénieur*, 1995.
- [33] **Giuliani, S.** An algorithm for continuous rezoning of the hydrodynamic grid in Arbitrary Lagrangian-Eulerian computer codes. 72(2) :205–212, 1982.
- [34] **Glaser, S. and Armero, F.** On the formulation of enhanced strain finite elements in finite deformations. *Engineering Computations : International Journal for Computer-Aided Engineering*, 14(7) :759–791, 1997.
- [35] **Godbole, P. and Zienkiewicz, O.** Flow of plastic and visco-plastic solids with special reference to extension and forming processes. *Internat. J. Numer. Methods Engrg.*, 8 :3–16, 1976.



- 
- [36] **Greenwood, J. A. and Rowe, G. W.** Deformation of surface asperities during bulk plastic flow. *J. Appl. Phys.*, 36 :667, 1965.
- [37] **Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P.** Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society London, Series A*, 295 :300–319, 1966.
- [38] **Greenwood, J.** A unified theory of surface roughness. *Proceedings of the Royal Society London*, 393 :133–157, 1984.
- [39] **groupe de recherche sur l'usure des matériaux industriels.** *Glossaire des termes et définitions dans le domaine du frottement, de l'usure et de la lubrification : tribologie (termes et définitions en français)*. 1969.
- [40] **Guillaument, R.** *Modélisation globale de l'alimentation dans un procédé de lubrification : simulation numérique directe et analyse physique des phénomènes*. PhD thesis, Université de Bordeaux 1, 2010.
- [41] **Haase, W.** Unsteady aerodynamics including fluid/structure interaction. *Air and Space Europe*, 3 :83–86, 2001.
- [42] **Hacquin.** *Modélisation thermomécanique tridimensionnelle du laminage - couplage bande/cylindres*. 1996.
- [43] **Hacquin, A., Montmitonnet, P., and Guillerault, J. P.** A steady state thermo-elastoviscoplastic finite element model of rolling with coupled thermo-elastic roll deformation. *Journal of Materials Processing Technology*, 60(1-4) :109–116, June 1996.
- [44] **Halling, J., Arnell, R., and Nuri, K.** Elastic/plastic contact of rough surfaces and its relevance in the study of wear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 202 :269–274, 1988.
- [45] **Heil, A., M. Hazel and J., B.** Solvers for large-displacement fluid–structure interaction problems : segregated versus monolithic approaches. *Computational Mechanics*, 43 :91–101, 2008.
- [46] **Hilber, H., Hughes, T., and Taylor, R.** Improved numerical dissipation for time integration algorithms in structural dynamics. 5 :283–292, 1977.
- [47] **Hitchcock, F.** Roll neck bearings. Technical report, ASME Research committee, 1935.
- [48] **Hou G., W. J. and A., L.** Numerical methods for fluid-structure interaction - a review. *Communications in Computational Physics*, 12 :337–377, 2012.
- [49] **Hubert, C., Bay, N., Christiansen, P., Deltombe, R., Dubar, L., Dubar, M., and Dubois, A.** Numerical simulation of lubrication mechanisms at mesoscopic scale. In “The 14th International ESAFORM Conference on Material Forming (Belfast),” 2011.
- [50] **Hunter, A., Dwyer-Joyce, R., and Harper, P.** Calibration and validation of ultrasonic reflection methods for thin-film measurement in tribology. *Measurement Science and Technology*, 23, 2012.
- [51] **Ike, H. and Makinouchi, A.** Effect of lateral tension and compression on plane strain flattening processes of surface asperities lying over a plastically deformable bulk. *Wear*, 140 : 17–38, 1990.
- [52] **Jortner, D., Osterle, D., and Zorowski, C.** An analysis of cold rolling. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2 :179–194, 1960.
- [53] **Kimura, Y. and Childs, T.** Surface asperity deformation under bulk plastic straining conditions. *International Journal of Mechanical Sciences*, 41(3) :283 – 307, 1999.
- [54] **Korzekwa, D., Dawson, P., and Wilson, W.** Surface asperity deformation during sheet forming. *International Journal of Mechanical Sciences*, 34(7) :521 – 539, 1992.
- [55] **Krimpelstätter, K.** *Non-circular arc temper rolling model considering radial and circumferential work roll displacements*. PhD thesis, Johannes Kepler University, 2005.
-

- [56] **Kudo, H., Tanaka, S., Imamura, K., , and Suzuki, K.** Investigation of cold forming friction and lubrication with a sheet drawing test. *Annals of the CIRP*, 25 :179–184, 1976.
- [57] **Langtangen, H.** *Python scripting for computational science. 3rd edition.* 2008.
- [58] **Laugier, M., Tornicelli, M., Leligois, C., Bouquegneau, D., Launet, D., and Alvarez, J.** Flexible lubrication concept. the future of cold rolling lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 225 :949–958, 2011.
- [59] **Laugier, M., Boman, R., Legrand, N., Ponthot, J.-P., Tornicelli, M., Bech, J., and Carretta, Y.** Micro-plasto-hydrodynamic lubrication a fundamental mechanism in cold rolling. In “Proceedings of the 6th International Conference on Tribology in Manufacturing Processes (Darmstadt – Germany),” 2014.
- [60] **Le, H. R. and Sutcliffe, M. P. F.** A two-wavelength model of surface flattening in cold metal rolling with mixed lubrication. *Tribology Transactions*, 43 :595–602, 2000.
- [61] **Le, H. R. and Sutcliffe, M. P. F.** Finite element modelling of the evolution of surface pits in metal forming processes. *Journal of Materials Processing Technology*, 145(3) :391 – 396, 2004.
- [62] **Lo, S.-W. and Wilson, W.** A theoretical model of micro-pool lubrication in metal forming. *Journal of tribology*, 121 :731–738, 1999.
- [63] **Lo, S.-W. and Horng, T.-C.** Lubricant permeation from micro oil pits under intimate contact condition. *Journal of Tribology*, 121(4) :633–638, 1999.
- [64] **LTAS-MN<sup>2</sup>L.** ULg, <http://metafor.ltas.ulg.ac.be/>.
- [65] **Lu, C., Wei, D., Jiang, Z., and Tieu, K.** Experimental and theoretical investigation of the asperity flattening process under large bulk strain. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 222 :271–278, 2008.
- [66] **Ma, B., Tieu, A., Lu, C., and Jiang, Z.** A finite-element simulation of asperity flattening in metal forming. *Journal of Materials Processing Technology*, 130–131(0) :450 – 455, 2002.
- [67] **Ma, B., Tieu, A., Lu, C., and Jiang, Z.** Comparison of asperity flattening under different wavelength models for sheet metal forming. *Journal of Materials Processing Technology*, 140 (1–3) :635 – 640, 2003.
- [68] **Makinouchi, A., Ike, H., Murakawa, M., and Koga, N.** A finite element analysis of flattening of surface asperities by perfectly lubricated rigid dies in metal working processes. *Wear*, 128 (2) :109 – 122, 1988.
- [69] **Marsault, N.** *Modélisation du Régime de Lubrification Mixte en Laminage à Froid.* PhD thesis, Ecole des Mines de Paris, 1998.
- [70] **Mizuno, T. and Okamoto, M.** Effects of lubricant viscosity at pressure and sliding velocity on lubricating conditions in the compression-friction test on sheet metals. *Journal of Lubrication Technology*, 104 :53–59, 1982.
- [71] **Montmitonnet, P.** Théorie du laminage. *Techniques de l'Ingénieur*, 1992.
- [72] **Montmitonnet, P.** Tribologie du laminage à froid de tôles. *La Revue de Métallurgie*, 2 :125–130, 2001.
- [73] **Montmitonnet, P.** Laminage : objectifs et modélisation. *Techniques de l'ingénieur*, 2002.
- [74] **Montmitonnet, P.** Hot and cold strip rolling processes. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 195 :6604–6625, 2006.
- [75] **Montmitonnet, P.** *Scientific approaches of Metal Forming Processes.* Ecoles des Mines de Paris, 2009.
- [76] **Neumann, M., Tiyyagura, S., Wall, W., and Ramm, E.** Robustness and efficiency aspects for computational fluid structure interaction. *Computational Science and High Performance Computing II*, 91 :99–114, 2006.

- 
- [77] **Newmark, N. M.** A method of computation for structural dynamics. *Proc. ASCE*, 85(3) : 67–94, 1959.
- [78] **OpenCFD-Ltd.** <http://openfoam.com/>.
- [79] **Orowan, E.** The calculation of roll pressure in hot and cold flat rolling. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 150 :140–167, 1943.
- [80] **Patir, N. and Cheng, H.** Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 101 :220–229, 1979.
- [81] **Pei, L., Hyun, S., Molinari, J., and Robbins, M. O.** Finite element modeling of elasto-plastic contact between rough surfaces. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 53(11) :2385 – 2409, 2005.
- [82] **Ponthot, J.-P.** *Traitement unifié de la Mécanique des Milieux Continus solides en grandes transformations par la méthode des éléments finis.* PhD thesis, Liège, Belgium, 1995.
- [83] **Pullen, J. and Williamson, J.** On the plastic contact of rough surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London*, 327 :159–173, 1972.
- [84] **Roelands, C.** *Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils.* PhD thesis, Technische Hogeschool Delft, 1966.
- [85] **Sarrate, J. and Huerta, A.** Efficient unstructured quadrilateral mesh generation. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, 49 :1327–1350, 2000.
- [86] **Schey, J. A.** *Tribology in metalworking : Friction, lubrication, and wear.* American Society for Metals (Metals Park, Ohio), 1983.
- [87] **Shimizu, I., Andreasen, J. L., Bech, J. I., and Bay, N.** Influence of workpiece surface topography on the mechanisms of liquid lubrication in strip drawing. *Journal of Tribology*, 123 : 290–294, 2001.
- [88] **Shimizu, I., Martins, P., Bay, N., Andreasen, J. L., and Bech, J. I.** Influences of lubricant pocket geometry and working conditions upon micro-lubrication mechanisms in upsetting and strip drawing. *Int. J. of Surface Science and Engineering*, 4 :42–54, 2010.
- [89] **Simo, J. C., Armero, F., and Taylor, R. L.** Improved versions of assumed enhanced strain trilinear elements for 3D finite deformation problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 110(3-4) :359–386, 1993.
- [90] **Sorensen, C., Bech, J., Andreasen, J. L., Bay, N., Engel, U., and Neudecker, T.** A basic study of the influence of surface topography on mechanisms of liquid lubrication in metal forming. *CIRP Annals*, 48 :203–208, 1999.
- [91] **Souli, M. and Benson, D. J.** *Arbitrary Lagrangian-Eulerian and Fluid-Structure Interaction.* Wiley, 2010.
- [92] **Steffensen, H. and Wanheim, T.** Asperities on asperities. *Wear*, 43 :89–98, 1977.
- [93] **Stephany, A.** *Contribution à l'étude numérique de la lubrification en régime mixte en laminage à froid.* PhD thesis, Université de Liège, 2008.
- [94] **Stephany, A., Le, H., and Sutcliffe, M.** An efficient finite element model of surface pit reduction on stainless steel in metal forming processes. *Journal of Materials Processing Technology*, 170(1-2) :310 – 316, 2005.
- [95] **Sutcliffe, M. P. F.** Flattening of random rough surfaces in metal-forming processes. *Journal of Tribology*, 121 :433, 1999.
- [96] **Sutcliffe, M. P. F. and Le, H. R.** Measurements of surface roughness in cold metal rolling in the mixed lubrication regime. *Tribology Transactions*, 43 :39–44, 2000.
- [97] **Sutcliffe, M. P. F., Le, H. R., and Ahmed, R.** Modeling of micro-pit evolution in rolling or strip-drawing. *Journal of Tribology*, 123(4) :791–798, 2001.
- [98] **Sutcliffe, M.** Surface asperity deformation in metal forming processes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 30(11) :847 – 868, 1988.
-

- [99] **Tresca, H.** *Les Comptes rendus de l'Académie des sciences*. PhD thesis, Paris, 1864.
- [100] **Vergne P, B. N.** Etude d'huiles de laminage sous hautes pressions. Technical report, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (INSA Lyon), 2010.
- [101] **Wanheim, T. and Bay, N.** A model for friction in metal forming processes. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 27 :189–194, 1978.
- [102] **Webster, M. N. and Sayles, R. S.** A numerical model for the elastic frictionless contact of real rough surfaces. *Journal of Tribology*, 108 :314–320, 1986.
- [103] **Westeneng, A.** *Modelling of Contact and Friction in Deep Drawing Processes*. PhD thesis, University of Twente, 2001.
- [104] **Williams, L., Landel, R., and Ferry, J. J.** *Am. Chem. Soc.*, 77 :3701, 1955.
- [105] **Wilson, W. and Marsault, N.** Partial hydrodynamic lubrication with large fractional contact areas. *ASME - Journal of Tribology*, 120 :1–5, 1998.
- [106] **Wilson, W. and Sheu, S.** Real area of contact and boundary friction in metal forming. *International Journal of Mechanical Sciences*, 30(7) :475 – 489, 1988.
- [107] **Wood, W. L., Bossak, M., and Zienkiewicz, O. C.** An alpha modification of Newmark's method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 15(10) :1562–1566, 1980.
- [108] **Yasutomi, S., Bair, S., and Winer, W. O.** An application of a free-volume model to lubricant rheology (i) dependence of viscosity on temperature and pressure. *Trans. of the ASME, Journal of Tribology*, 106 :291–312, 1984.
- [109] **Zahrouni, H.** Projet ANR - PLATFORM : Maîtrise de la PLANéité des Tôles métalliques FORMées par laMinage. Technical report, Agence Nationale de la Recherche, 2011.
- [110] **Zhu, D., Biresaw, G., Clark, S., and Kasun, T.** Elastohydrodynamic lubrication with o/w emulsions. *ASME Journal of tribology*, 116 :310–320, 1994.
- [111] **Zienkiewicz, O. and Taylor, R.** *The Finite Element Method. Volume 3 : Fluid Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2005.