



HAL
open science

Vers une prédiction du profil de rugosité à l'échelle mésoscopique lors de l'opération de laminage à froid

Anastasia Belotserkovets

► To cite this version:

Anastasia Belotserkovets. Vers une prédiction du profil de rugosité à l'échelle mésoscopique lors de l'opération de laminage à froid. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Valenciennes et Hainaut-Cambrésis, 2009. Français. NNT : 2009VALE0013 . tel-03023860

HAL Id: tel-03023860

<https://uphf.hal.science/tel-03023860v1>

Submitted on 25 Nov 2020

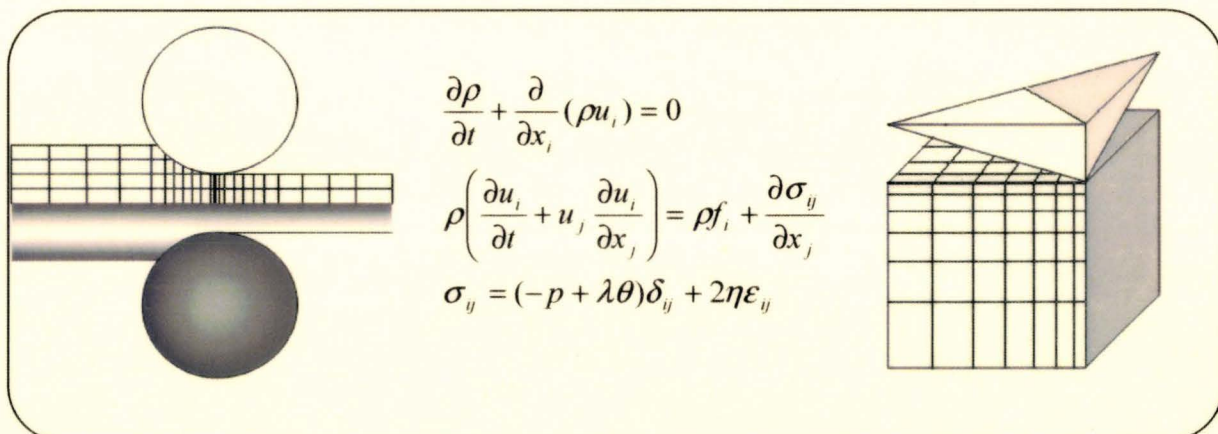
HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

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

N° d'ordre: 09-15
Thèse présentée à
l'Université de Valenciennes
et du Hainaut Cambrésis
en vue de l'obtention d'un
DOCTORAT EN GENIE MECANIQUE
par
Anastasia BELOTSEKOVETS



VERS UNE PREDICTION DU PROFIL DE RUGOSITE A L'ECHELLE MESOSCOPIQUE LORS DE L'OPERATION DE LAMINAGE A FROID



Soutenance prévue le 9 juillet 2009

Devant le jury composé de

Rapporteurs :

J.C. BOYER, Professeur, INSA Lyon, LaMCoS

P. MONTMITONNET, Directeur de Recherche, Ecole de Mines de Paris, CEMEF

Examineurs :

T. BARRIERE, Maître de Conférences HDR, FEMTO-ST, Université de Franche Comté

L. DUBAR, Professeur, UVHC, LAMIH, Directeur de thèse

M. DUBAR, Maître de Conférences HDR, UVHC, LAMIH

A. DUBOIS, Professeur, UVHC, LAMIH

Invités :

R. DELTOMBE, Ingénieur de Recherche, CNRS, LAMIH

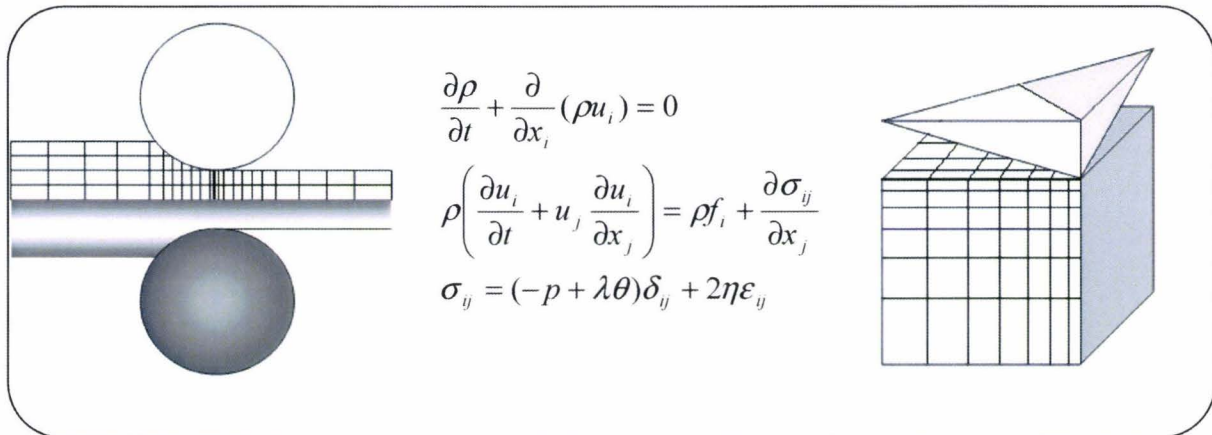
J.M. DAMASSE, Directeur du Centre de Recherche, ArcelorMittal Stainless

H. VANDEKINDEREN, Ingénieur du Centre de Recherche, ArcelorMittal Stainless

N° d'ordre: 09-15
Thèse présentée à
l'Université de Valenciennes
et du Hainaut Cambrésis
en vue de l'obtention d'un
DOCTORAT EN GENIE MECANIQUE
par
Anastasia BELOTSEKOVETS



VERS UNE PREDICTION DU PROFIL DE RUGOSITE A L'ECHELLE MESOSCOPIQUE LORS DE L'OPERATION DE LAMINAGE A FROID



Soutenance prévue le 9 juillet 2009

Devant le jury composé de

Rapporteurs :

J.C. BOYER, Professeur, INSA Lyon, LaMCoS

P. MONTMITONNET, Directeur de Recherche, Ecole de Mines de Paris, CEMEF

Examineurs :

T. BARRIERE, Maître de Conférences HDR, FEMTO-ST, Université de Franche Comté

L. DUBAR, Professeur, UVHC, LAMIH, Directeur de thèse

M. DUBAR, Maître de Conférences HDR, UVHC, LAMIH

A.DUBOIS, Professeur, UVHC, LAMIH

Invités :

R. DELTOMBE, Ingénieur de Recherche, CNRS, LAMIH

J.M. DAMASSE, Directeur du Centre de Recherche, ArcelorMittal Stainless

H. VANDEKINDEREN, Ingénieur du Centre de Recherche, ArcelorMittal Stainless

INTRODUCTION.....	6
1. CONTEXTE ET PROBLEMATIQUE INDUSTRIELS.....	8
1.1. Procédé.....	8
1.2. Acier inoxydable.....	10
1.2.1. Types d'aciers inoxydables	11
1.2.2. Types de corrosion d'un acier inoxydable	13
1.3. Défauts de surface.....	14
1.3.1. Différents types de défauts	15
1.3.2. Les défauts superficiels	18
1.4. Régimes de lubrification.....	24
1.4.1. Rôle du frottement.....	24
1.4.2. Régime hydrodynamique.....	25
1.4.3. Régime limite à tendance limite	26
1.4.4. Régime mixte.....	26
1.5. Brillance / Problème posé.....	27
2. LAMINAGE A FROID DES ACIERS INOXYDABLES : APPROCHE MACROSCOPIQUE	29
2.1. Principe du laminage à froid de type Sendzimir.....	29
2.1.1. Guide de conduite du laminoir	30
2.1.2. Mécanique de l'emprise	32
2.2. Application au Laminage à froid des aciers inoxydables. Calcul du frottement	34
2.2.1. Méthodologie.....	34
2.2.2. Modélisation des conditions de contact bande-cylindre.....	36
2.2.3. Identification du frottement.....	38
2.2.4. Validation du modèle	39
2.2.4.1. Comparaison des positions de point neutre.....	39
2.2.4.2. Comparaison de la force de serrage	40
2.2.4.3. Vérification de la conservation du débit	41
2.2.4.4. Sensibilité à l'épaisseur initiale.....	42
2.2.4.5. Sensibilité au frottement des caractéristiques mécaniques de l'emprise ..	43
2.3. Du modèle macroscopique au modèle mésoscopique	43
3. ANALYSE MESOSCOPIQUE DU CONTACT BANDE-CYLINDRE	45
3.1. Stratégies de modélisation des régimes de lubrification.....	45
3.1.1. Approche macroscopique	46
3.1.1.1. Equation de Reynolds appliquée au laminage à froid.....	46
3.1.1.2. Modèles en régime mixte	47
3.1.2. Approche mésoscopique.....	50
3.1.2.1. Modèle numérique (Stephany et Sutcliffe)	50
3.1.2.2. Modèle expérimental (Bech et Bay)	52
3.1.2.3. Application au laminage à froid.....	55
3.2. Caractérisation d'un matériau	56
3.2.1. Loi de comportement de l'acier inoxydable	56
3.2.2. Loi de comportement globale.....	56
3.2.3. Loi de comportement locale	57
3.2.3.1. Rappel sur la méthode inverse	57
3.2.3.2. Application à l'acier inoxydable	58

3.2.3.3. Essai de dureté Vickers	59
3.2.3.4. Simulation numérique de l'essai de dureté	61
3.2.3.5. Identification de la loi	63
3.3. Caractérisation d'un lubrifiant	64
3.3.1. Viscosité	65
3.3.2. Fluide newtonien vs fluide non-newtonien	66
3.3.3. Piézoviscosité	67
3.4. Modèle fluide-structure	68
3.4.1. Modélisation mixte fluide-structure de la bande à l'échelle des aspérités	69
3.4.1.1. Profil de rugosité	70
3.4.1.2. Choix des éléments	71
3.4.1.3. Modèle éléments finis du laminage à froid	74
3.4.2. Modélisation de la circulation du lubrifiant	76
3.4.2.1. Equations fondamentales de la dynamique	76
3.4.2.2. Expressions de la vitesse et de l'accélération dans un repère mobile	78
3.4.2.3. Equation de Reynolds locale dans un repère mobile	79
3.4.2.4. Prise en compte de la circulation du lubrifiant entre les cavités	82
3.4.3. Couplage fluide-structure	84
3.5. Conclusion	89
4. VERS UNE PREDICTION DU PROFIL DE RUGOSITE A L'ECHELLE MESOSCOPIQUE LORS DE L'OPERATION DE LAMINAGE A FROID	90
4.1. Sensibilité des résultats aux différents paramètres.....	90
4.1.1. Influence du frottement plateaux cylindre.....	91
4.1.2. Influence du glissement en avant	93
4.1.3. Influence du taux de réduction	95
4.1.4. Influence de la viscosité	97
4.1.5. Influence de la couche grenillée	99
4.1.6. Influence de la géométrie initiale de la cavité	100
4.1.7. Influence de la vitesse de laminage	102
4.1.8. Application à la deuxième passe	104
4.2. Conclusion	105
5. BILAN.....	108
5.1. Synthèse	108
5.2. Perspectives	110
5.2.1. Gestion du fluide	110
5.2.1.1. Hypothèses du modèle numérique	110
5.2.1.2. Gestion de lubrification en entrée de l'emprise	111
5.2.2. Vers une validation expérimentale	113
5.2.3. Modèle d'endommagement.....	114
REFERENCES.....	116
ANNEXE.....	120
Annexe 1 : Test de Kolmogorov-Smirnov.....	120
Annexe 2 : Caractérisation pratique des surfaces industrielles	126
Annexe 3 : Fonctionnement du mode incompatible.....	129

Introduction

Grâce à leurs propriétés physiques, à leurs caractéristiques mécaniques et à leur bonne résistance à la corrosion, la diversité des applications des aciers inoxydables n'a pas cessé de croître depuis leur première utilisation en aciers de coutellerie. Aujourd'hui on les utilise pour fabriquer des biens d'équipement dans l'industrie chimique et énergétique, dans l'agroalimentaire et les collectivités, dans les transports et le bâtiment, ou pour fabriquer des biens de consommation pour les particuliers (électroménager, platerie...).

Le travail réalisé au cours de cette thèse concerne l'étude du laminage à froid des aciers inoxydables. Dans ce travail, nous nous focalisons sur le procédé de laminage à froid. A la sortie de la tôlerie et après le grenailage-décapage, on trouve la tôle avec une grande variété d'états de surface. Ceux qui nous intéressent plus particulièrement sont les produits dont le fini est de type « recuit brillant ». Dans le cadre du laminage à froid, on va intervenir sur un des objectifs industriels fixés pour la recherche qui est l'amélioration du procédé en termes de qualité esthétique de la surface du produit et de robustesse du process. C'est l'aspect de surface de la tôle en fin de l'opération de laminage à froid que l'on va étudier : meilleure connaissance et caractérisation, détermination des paramètres clés du procédé, compréhension des mécanismes mis en jeu pour générer de nouvelles surfaces. On pourra ainsi être en mesure de minimiser les défauts qui affectent la surface des tôles.

Cette thèse a été initiée par le Centre de Recherche d'Isbergues de la société ArcelorMittal Stainless (groupe ArcelorMittal). ArcelorMittal Stainless (AMS) souhaite améliorer la productivité de ses laminoirs Sendzimir pour la fabrication des produits plats inoxydables finis « recuit brillant », sans dégrader l'état de surface requis.

Définir la brillance est très délicat d'autant plus que ce paramètre n'est pas totalement objectif. On conçoit qu'une surface sera d'autant plus brillante qu'elle sera lisse, plane et exempte de défauts. On sera donc amené à caractériser une surface à l'échelle de l'asperité. Pour cela on devra avoir une meilleure connaissance des mécanismes de micro-contact dans l'emprise. Les causes et conséquences de ces mécanismes peuvent être [HAU93] : la surface de cylindres, la surface initiale de la tôle, les conditions de laminage (réduction, vitesses), le frottement à l'interface bande-outil (pressions de contact, scissions, glissement...), la lubrification (quantité de lubrifiant dans le contact, sa caractérisation physique et chimique). Dans le premier chapitre, on aura donc pour objet de répertorier les défauts rencontrés sur les

bandes d'acier inoxydable et d'exposer leurs origines et on parlera aussi des différents régimes de lubrification.

Dans le chapitre 2, on présentera le procédé du laminage à froid de type Sendzimir et on va appliquer nos études à un modèle de laminage à froid simple pour définir les coefficients de frottement. On étudiera leur sensibilité aux paramètres de conduite de laminoir, aux paramètres du contact bande-cylindre. On verra ensuite les limites de ce modèle pour aller plus loin. Le chapitre 3 commencera par une revue bibliographique des modèles de laminage à froid ainsi que des modèles de mise en forme des métaux qui ne concernent pas le laminage mais qui vont nous aider à développer notre modèle dans la suite. On présentera ensuite notre méthodologie originale. Le couplage fluide-structure est proposé pour étudier l'écrasement des aspérités de la tôle tout au long du procédé du laminage à froid. On obtient la pression hydrostatique de fluide en utilisant le modèle fluide-structure. Ensuite on ajoute l'effet dynamique de débit de fluide en utilisant la correction du volume obtenue grâce à l'équation de Reynolds locale. Pour introduire notre modèle, on va d'abord caractériser le fluide (lubrifiant) et le solide (matériau). Pour caractériser ce dernier, des essais de dureté ont été effectués et la couche grenillée avec son épaisseur et sa loi de comportement ont été pris en compte dans la modélisation. On passera aux résultats de notre modèle dans le chapitre 4 où on étudiera l'influence des différents paramètres sur la rugosité de la bande finale et on cernera les conditions de laminage favorables à l'obtention d'une surface brillante. On montrera que les paramètres d'influence de premier ordre sur l'écrasement des aspérités sont la vitesse de laminage, la réduction de la passe, la viscosité du lubrifiant ainsi que le coefficient de frottement μ . Et on va comparer nos résultats avec ceux des travaux existants. Enfin, le chapitre 5 décrira les perspectives d'amélioration de notre modèle avec la conclusion générale.

1. CONTEXTE ET PROBLEMATIQUE INDUSTRIELS

1.1. Procédé

Dans cette étude, nous nous intéressons à la transformation à froid de produits plats inoxydables. A la sortie de la tôle, on trouve ces derniers avec une grande variété d'états de surface. Ceux qui nous intéressent plus particulièrement sont les produits à forte valeur ajoutée dont le fini est de type « recuit brillant » (destinés par exemple à l'industrie agro-alimentaire).

La fabrication des produits plats inoxydables comporte différentes étapes schématisées sur la figure 1.1 [HAU93] :

- l'élaboration de l'alliage
- la coulée continue pour l'obtention de brames (180 à 230 mm d'épaisseur sur 1100 à 2050 mm de large)
- le laminage à chaud pour réduire au maximum la section du produit (3 à 6 mm d'épaisseur)
- la transformation à froid pour conférer au produit ses caractéristiques dimensionnelles, mécaniques et surfaciques finales.

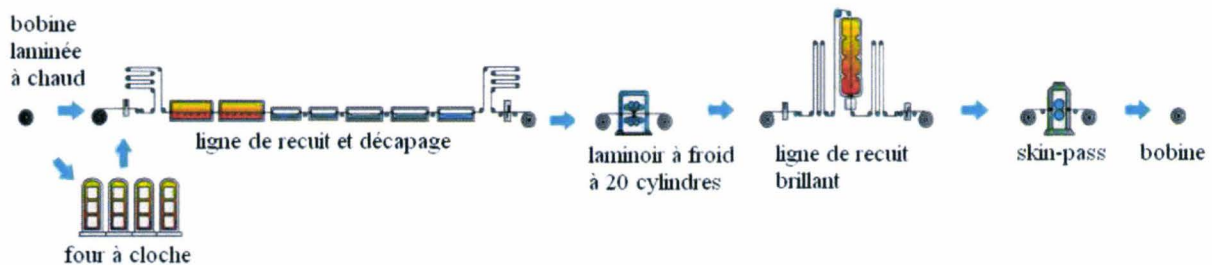


Figure 1.1 : Schéma de fabrication des produits plats en aciers inoxydables

Dans la transformation à froid, le cycle de fabrication des aciers inoxydables se compose d'un premier recuit, d'un grenailage-décapage (Fig.1.2), du laminage à froid, du recuit final, puis de la finition.

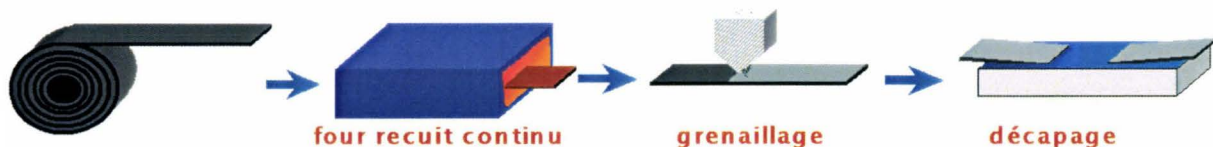


Figure 1.2 : Transformation à froid (austénitique)

Dans le cas des nuances ferritiques le premier recuit est un recuit en vase clos (24 à 48 heures en caisson en atmosphère de gaz neutre (N_2 , H_2) à 820-850°C). Dans le cas des nuances austénitiques, il s'agit d'un recuit continu (« en ligne ») de quelques minutes à 1050-1150°C en atmosphère légèrement oxydante.

Le grenailage-décapage a pour objectif l'enlèvement de la couche d'oxyde par attaque de la zone déchromée sous-jacente et obtention d'un état de surface de qualité. Le grenailage brise la couche d'oxyde, ce qui permet ensuite un décapage efficace de la bande par des bains d'acide chlorhydrique et fluorhydrique. Après grenailage, la couche superficielle du produit est écrouie sur une épaisseur pouvant atteindre 0,3 mm [CUN00] et il augmente de façon importante la rugosité de la bande (son Ra peut passer de 1,5 à 3 μm). Le décapage ne modifie pas la rugosité obtenue par grenailage [TAG95], [RIZ00].

Le laminage à froid des aciers inoxydables est effectué de façon quasi-universelle sur des laminoirs Sendzimir. Il s'agit de laminoirs réversibles multicylindres dits 1-2-3-4, constitués d'un empilement de 20 cylindres dont la particularité essentielle est de posséder des cylindres de travail de très petits diamètres par rapport aux laminoirs de type tandem ou quarto (fig. 1.3).

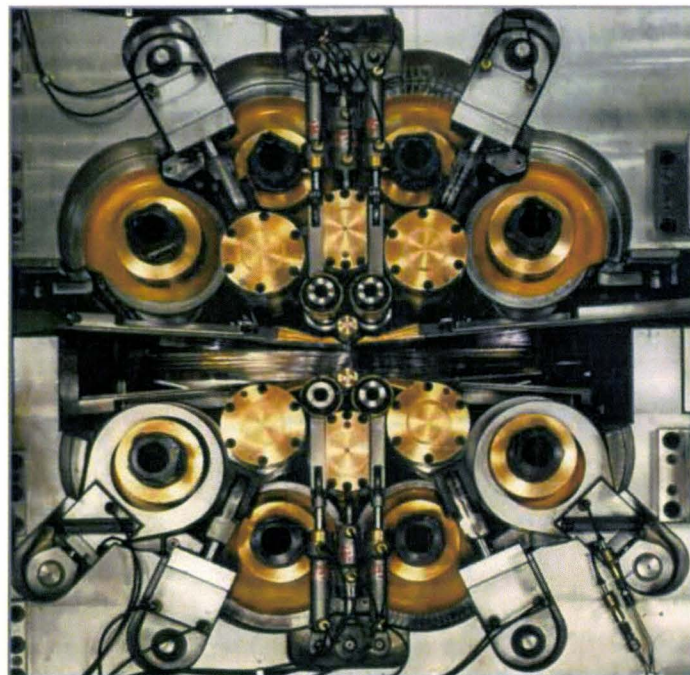


Figure 1.3 : Cage d'un laminoir Sendzimir à 20 cylindres

Le petit diamètre des cylindres de travail permet de réduire considérablement l'effort de laminage. Ces laminoirs sont donc très répandus pour le laminage des métaux fortement écrouissables. Ils possèdent une cage monobloc très rigide et permettent un réglage fin de la

planéité. On peut ainsi réduire au minimum le nombre de passes et supprimer des recuits intermédiaires. On peut également laminier des épaisseurs ultra-minces (25-100 μm).

Les cylindres de travail étant de petit diamètre et non motorisés (entraînement par friction par les cylindres de commande via les premiers intermédiaires), on peut les changer très rapidement ; ce point est particulièrement important pour obtenir un fini de surface de très grande qualité. La rectification des cylindres de travail est également de courte durée.

Un unique lubrifiant de type huile minérale additivée lubrifie l'emprise et les roulements des lignes d'appui. Ceci peut être limitatif quant au choix de lubrifiant notamment lorsqu'on cherche à utiliser une lubrification par émulsion d'huile dans de l'eau.

Les laminoirs Sendzimir existent en grande largeur (jusqu'à 2 m) et peuvent atteindre des vitesses de l'ordre de 1000 m/min. Ce type de laminoir a toutefois une productivité plus faible qu'un laminoir tandem et possède un coût de production plus élevé.

Lorsqu'on vise un produit fini de type « recuit brillant » (RB), c'est-à-dire à brillance élevée, le recuit final (après laminage à froid) est dit précisément « recuit brillant ». Le métal est recuit quelques minutes au défilé sous atmosphère neutre N_2 , H_2 (ammoniaque craqué) pour conserver l'état de surface de la tôle sortie du laminoir à froid en limitant au maximum son oxydation. Cette étape n'est évidemment pas suivie d'un décapage, qui dégraderait l'état de surface de la bande.

La dernière étape avant le parachèvement est le skin-pass. L'opération de skin-pass est effectuée sans lubrification sur un laminoir duo réversible à cylindres polis « miroir » de gros diamètre. Elle consiste à imposer un allongement inférieur à un pour cent de la bande recuite en une ou quatre passes suivant les nuances skin-passées. Elle permet ainsi d'améliorer la planéité de la bande, d'augmenter et d'uniformiser sa brillance, de diminuer la blancheur et, dans le cas des bobines de nuance ferritique standard, de supprimer le palier de limite élastique présent après recuit [RIZ00].

1.2. Acier inoxydable

Les aciers *inoxydables* jouent un grand rôle dans d'innombrables domaines [CUN00a] : vie quotidienne, industrie mécanique, agroalimentaire, chimie, transports, médecine et chirurgie, etc. Comme les autres aciers, ce sont des alliages de fer et de carbone

auquel on vient ajouter du chrome et d'autres éléments, notamment le nickel, mais aussi parfois le molybdène et le vanadium, afin notamment d'améliorer la résistance à la corrosion.

L'élément d'alliage auquel les aciers inoxydables doivent leur principale caractéristique est le chrome. Ce métal est très réactif du point de vue chimique et il est en particulier très oxydable, mais son oxyde forme une véritable peau à la fois transparente et protectrice. Allié au fer et au nickel, il provoque la formation d'un composé de surface oxydé capable de ralentir ou même d'arrêter totalement la corrosion.

Il existe de très nombreuses nuances d'acier inoxydables. On les désigne souvent par les pourcentages massiques en nickel et en chrome. Ainsi, un inox 18/10, tel que ceux utilisés en coutellerie, contient 18 % en masse de chrome et 10 % en masse de nickel.

La teneur en chrome est dans tous les cas d'au moins 12 %. D'autres éléments d'alliage, pour l'essentiel des métaux relativement « nobles » comme le nickel, le molybdène, le cuivre, améliorent encore la résistance chimique, en particulier dans les milieux non oxydants.

1.2.1. Types d'aciers inoxydables

On distingue les aciers martensitiques, ferritiques, austénitiques et austéno-ferritiques.

Les aciers martensitiques sont utilisés lorsque les caractéristiques de résistance mécanique sont importantes. Les plus courants titrent 13 % de chrome avec au moins 0,08 % de carbone. D'autres nuances sont plus chargées en additions, avec éventuellement un faible pourcentage de nickel.

En principe, les aciers inoxydables ferritiques sont caractérisés par le fait que leur structure reste ferritique dans tout l'intervalle de température c'est-à-dire qu'ils ne subissent pas de transformation $\alpha \leftrightarrow \gamma$. Les nuances industrielles peuvent être divisées, selon leur teneur en chrome. L'alliage le plus utilisé, est un alliage à 17 % de chrome (17 % Cr, 0,03 % C). Pour obtenir cette structure ferritique, il est indispensable non seulement d'avoir une teneur en carbone faible mais également de prévenir le risque de précipitation de carbures de chrome en utilisant un élément stabilisant (titane, niobium, vanadium, zirconium) qui a une plus grande affinité pour le carbone que le chrome.

Les aciers austénitiques sont de loin les plus nombreux, en raison de leur résistance très élevée, de leur ductilité comparable à celle du cuivre ou du laiton, et aussi de leurs caractéristiques mécaniques élevées. Les teneurs en éléments d'addition tournent autour de 18

% de chrome et entre 6.5 et 12 % de nickel. La teneur en carbone est très basse et la stabilité est améliorée par des éléments tels que le titane ou le niobium.

Les aciers austéno-ferritiques ont des propriétés intermédiaires entre les deux précédentes catégories et parmi eux se trouvent des alliages particulièrement aptes à la soudure et d'autres très résistants à la corrosion.

Au sein de chaque famille d'acier inoxydable, il existe de nombreuses nuances présentant de légères différences de teneurs en éléments d'alliages, lesquelles peuvent être à l'origine de très grandes diversités de propriétés et d'emploi.

Dans cette étude, on s'intéresse aux nuances ferritiques de type AISI430 et austénitiques de type AISI304 (Tab. 1.1).

Désignation			Composition typique (%massique)						
EN	AISI	AMS	Cr	Ni	Mo	C	N	Ti	Nb
1.4301	304	AS33	18	8	-	0.05	0.05	-	-
1.4016	430	FS30	16.2	-	-	0.04	0.04	-	-

Table 1.1 : Structures d'aciers inoxydables étudiés

L'alliage 430 est un acier inoxydable ferritique avec une structure de type cubique centrée. Dans ses emplois aux températures voisines de l'ambiante, il est caractérisé par sa résistance à la corrosion dans les milieux modérément agressifs, son aptitude à la transformation à froid, les possibilités d'obtenir un très bel état de surface à l'état de livraison, permettant le plus souvent d'éviter des opérations ultérieures de finition. Il présente également une bonne résistance à l'oxydation aux températures élevées. Sa microstructure est constituée de grains de $\sim 5 \mu\text{m}$ (Fig. 1.4).

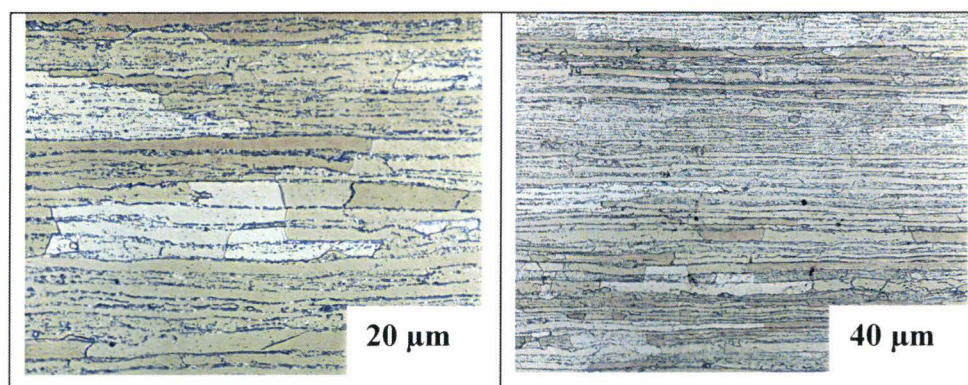


Figure 1.4 : Microstructure de nuance d'acier inox AISI 430

L'alliage 304 est un acier inoxydable austénitique d'usage général avec une structure cubique à faces centrées. Il est essentiellement non magnétique sous condition de recuit et ne peut être durci que par un travail à froid. Sa faible teneur en carbone lui confère une bonne résistance à la corrosion pour les structures soudées. Sa microstructure est constituée de grains de $\sim 2 \mu\text{m}$ (Fig. 1.5)

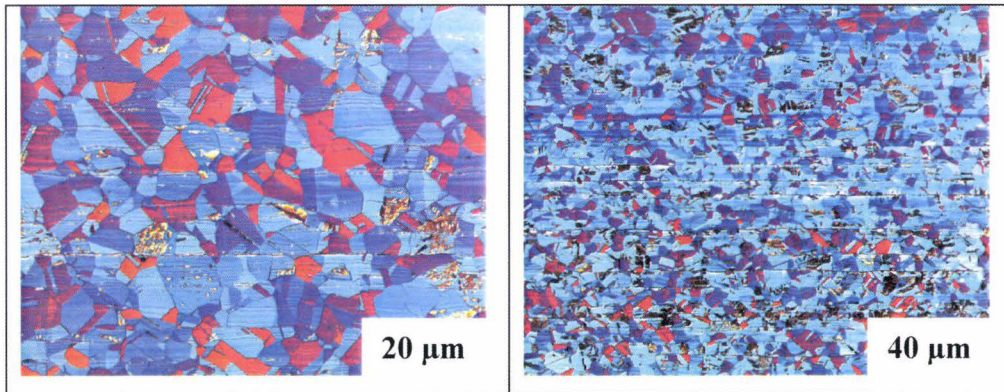


Figure 1.5 : Microstructure de nuance d'acier inox AISI 304

1.2.2. Types de corrosion d'un acier inoxydable

Malgré leur bonne résistance à la corrosion, les aciers inoxydables ne sont pas à l'abri de certains types de corrosion dont voici les principaux modes [CUN00b] :

- *la corrosion intergranulaire* (Fig. 1.6) : en cheminant entre les microcristaux du métal, elle finit par désagréger le métal. Elle est liée à la précipitation de carbure de chrome le long des joints de grain. Pour qu'elle se produise, trois conditions doivent être remplies : au moins 0,035 % de carbone, une sensibilisation par un maintien à une température de 400 à 800°C, un milieu extérieur acide avec un pouvoir oxydant défini.

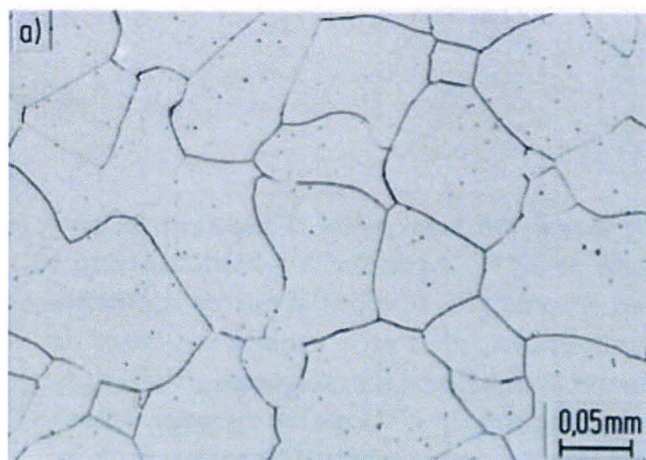


Figure 1.6 : Corrosion intergranulaire [CAL08]

- *la corrosion par piqûres* (Fig. 1.7): n'est généralement pas due à une hétérogénéité du matériau mais à la présence accidentelle d'une poussière métallique qui, en milieu humide, forme une pile électrique. La surface de l'acier constitue alors la cathode et se corrode. On peut ainsi voir des tôles de 2 mm d'épaisseur se percer en quelques heures. Un milieu à la fois très acide et très oxydant peut produire des effets similaires ;



Figure 1.7 : Corrosion par piqûres [CAL08]

- *la corrosion sous contrainte* provoque la mise hors service très rapide des objets qu'elle attaque. Elle est heureusement très rare. Pour qu'elle se produise, il faut que les pièces comportent des parties mises en tension, même faiblement, sous l'effet des contraintes de service ou des effets secondaires des soudures, de l'emboutissage et qu'elles soient en outre exposées à un milieu corrosif de type eau impure, solutions de chlorures même très diluées, soude caustique chaude.

1.3. Défauts de surface

L'aspect d'une surface industrielle dépend de l'ensemble des opérations réalisées ; en particulier, elle comporte toujours « l'empreinte » de l'outil de mise en forme. Chaque surface devra donc être contrôlée de façon appropriée, avant mise en service.

Suite à l'opération de laminage à chaud, la bande passe par des bains de décapage et une étape de grenailage qui permet d'enlever la calamine qui s'est formée. Ces deux opérations laissent des aspérités et défauts de surface sur la tôle. La brillance finale requise pour de nombreux produits est conférée par l'étape de laminage à froid. La réduction des aspérités de la bande est grandement influencée par la capacité de déformation du matériau et le profil des cylindres. Lorsque la bande est déformée, les aspérités les plus profondes sont éliminées et seules les aspérités de taille moyenne et faibles subsistent. Ce relief résiduel affecte durablement l'aspect final de la tôle et joue également un rôle important dans le piégeage du lubrifiant et son comportement dans l'emprise. Durant le laminage à froid, on peut également assister à un transfert de rugosité du cylindre sur la tôle, ce qui peut occasionner des effets indésirables sur l'état final de la tôle [HAU93].

Cette partie aura donc pour objet de répertorier les défauts rencontrés sur les bandes d'acier inoxydable et d'exposer leurs origines.

1.3.1. Différents types de défauts

Les défauts de laminage à froid peuvent être classés en trois catégories principales [MON02] :

Les défauts géométriques

La géométrie de la bande est le résultat du concours de différents facteurs qui sont, principalement, l'usinage des cylindres, le pré réglage de la position initiale des cylindres, la déformation des cylindres et des cages sous l'effet des forces de laminage, des déformations dues à l'échauffement des cylindres, ainsi que l'usure des cylindres. Lorsqu'on constate de tels défauts, on dit que le produit est hors tolérance. Ce qui nuit fortement à la qualité du produit final si on ne corrige pas de tels défauts.

Dans le cas des produits plats, on répertorie :

Les défauts d'élargissement du produit aux extrémités et aux rives :

Lors de l'écrasement de l'acier dans le laminoir, la matière s'étend non-seulement dans la direction de laminage mais aussi selon la direction transversale de la bande. Cet élargissement de bande reste toutefois faible par rapport aux autres

dimensions de la bande mais pour respecter les tolérances imposées par le client ces parties de bande doivent être chutées, c'est ce qu'on appelle la mise au mille.

Les défauts de planéité de la tôle :

Les défauts de planéité (cf. figure 1.8a) de type « centre long » ou « bords longs » sont dus à des allongements différents de chaque fibre de la bande. Ces défauts sont la conséquence d'une non-affinité de profil entre bande et cylindre. Lors du laminage les profils de la bande et des cylindres s'adaptent par variation locale de la tension de la bande et donc de la pression de laminage. Après relâchement des tensions, la bande s'équilibrera en donnant naissance à des ondulations dans les zones où la tension est la plus faible. On comprend ainsi que la forme des cylindres influence directement sur la planéité de la tôle. Les principaux facteurs influant sur la forme des cylindres sont la force de laminage (qui provoque une flexion et un aplatissement des cylindres), le bombé thermique des cylindres et le profil de rectification. Il existe différents systèmes qui permettent de réguler et corriger les défauts de planéité et rectitude des éléments constitutifs de la cage.

Les défauts d'épaisseur de bande :

Sous les fortes pressions appliquées, les cylindres peuvent se déformer élastiquement pendant le laminage, c'est ce qui induit une épaisseur de bande plus grande au centre de la bande. Cette déformation des cylindres suppose un allongement de la cage : c'est ce qu'on appelle le cédage. Le cylindre peut également se bomber sous l'action du refroidissement brutal des cylindres (c'est ce que l'on appelle le phénomène de bombé thermique). A une échelle différente, il existe un autre mécanisme conduisant à une variation d'épaisseur de la bande qui est la conséquence d'une trop forte épaisseur du film lubrifiant engendrant ainsi des vibrations de la cage.

Un défaut de réglage des outils :

Un défaut de parallélisme des cylindres cause le sabre (cf. figure 1.8b) et une dissymétrie entre les deux cylindres de travail cause le ski (cf. figure 1.8c). Ils sont souvent dus au mauvais réglage de la machine ou de l'usure de l'outillage de cette dernière.

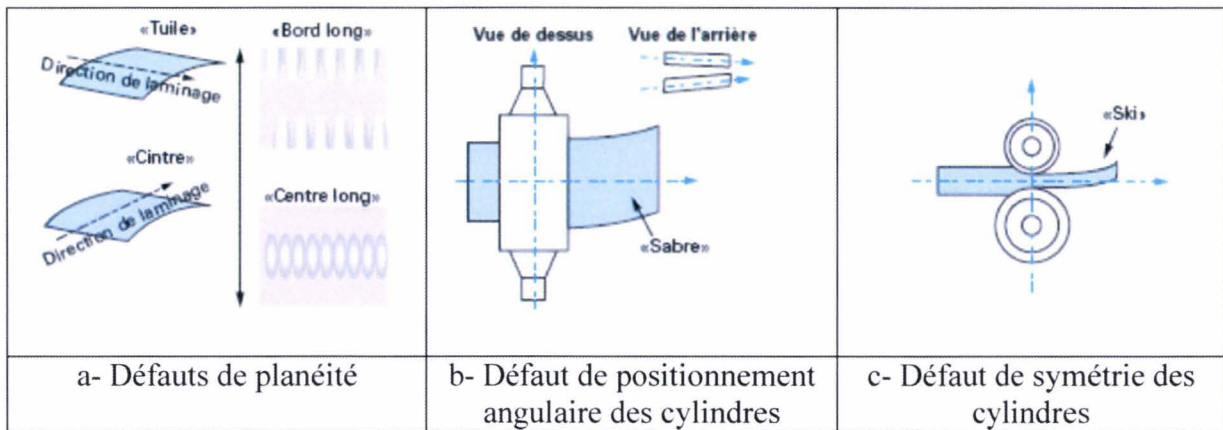


Figure 1.8 : différents types des défauts géométriques [MON02]

Les défauts microstructuraux

Ils sont innombrables et bien sûr très dépendants de l'alliage considéré, mais peu spécifiques du laminage. Ce sont des tailles de grains inappropriées ou hétérogènes, des textures (cristallographiques, morphologiques ou topologiques) mal orientées, ou excessives, ou insuffisantes, des inclusions non métalliques trop grosses ou trop nombreuses, des porosités, des fissures ou criques. Certains de ces défauts sont hérités des structures de coulée, et le problème est de concevoir une gamme de laminage tolérante ou mieux, apte à les résorber; d'autres se créent au laminage par suite de températures, d'états de déformations et de contraintes dangereux (fissures) : la gamme doit être conçue pour les éviter.

Les défauts superficiels

Cette catégorie regroupe des défauts qui stoppent l'utilisation ultérieure du produit, avec d'autres qui n'entraînent qu'une gêne esthétique. On distinguera des défauts de nature chimique (ségrégation, et plus souvent pollution : taches carbonées en sortie de recuit de tôles, par craquage du lubrifiant...), et des rugosités inadéquates. Notons que pour les tôles à emboutir en particulier, mais aussi pour des gravures chimiques, on requiert non plus seulement un certain niveau de rugosité, mais une morphologie précise des pics et des vallées. Les risques de défauts, de non conformité, s'accroissent d'autant. C'est ce type de défauts que nous allons détailler ci-après.

1.3.2. Les défauts superficiels

Ces défauts sont principalement liés au phénomène d'usure abrasive. Un manque d'abrasion va laisser transparaître les défauts générés dans les étapes précédentes de l'élaboration de l'acier. Un excès d'abrasion quant à lui va permettre de supprimer ces défauts préexistants mais va également en générer de nouveaux. C'est pourquoi l'abrasion va jouer un rôle déterminant dans la fabrication d'une tôle. La gestion de l'abrasion va permettre d'obtenir la qualité désirée de la tôle.

Les défauts dus à un manque d'abrasion

Sous le nom « défauts amont », on regroupe les défauts dus à un manque d'abrasion et qui souvent sont issus des étapes précédant le laminage à froid. Ces défauts sont dus à la calamine qui se forme suite à l'opération de laminage à chaud. Ainsi, suite au laminage à froid, on trouvera essentiellement :

Les réseaux de grenailage

Le grenailage est l'opération qui consiste à projeter de fines particules (grenailles) à très grande vitesse sur la tôle, et ceci afin d'éliminer la calamine qui s'est formée consécutivement au laminage à chaud. Si l'abrasion est trop faible, les défauts persisteront après le laminage à froid. Ces défauts sont la conséquence directe de l'apparition de microfissures créées par les grenailles. On peut observer ce type de défauts à différents grossissements sur les micrographies ci-dessous (Fig.1.9).

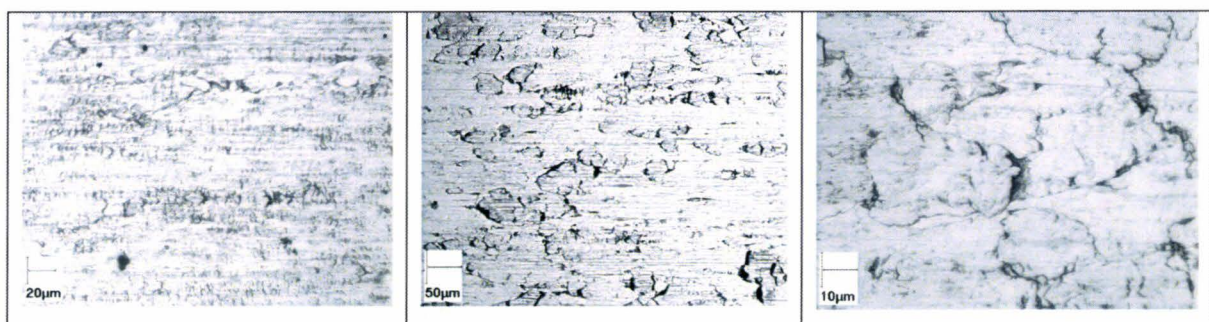


Figure 1.9 : Réseau de grenailage à différents grossissements

Les restes d'oxydes de brut

Ce sont des restes d'oxyde de la bande laminée à chaud (Fig. 1.10).

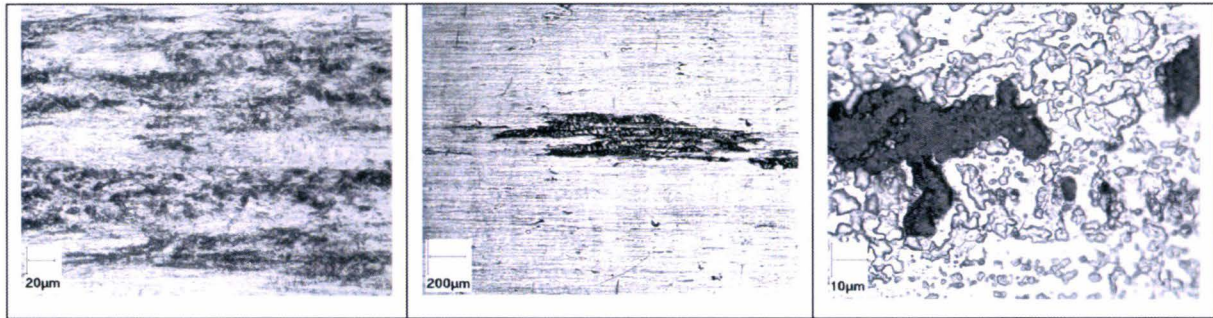


Figure 1.10 : Oxydes de brut

Les réseaux de décapage

Suite à l'étape de grenailage, on trouve le décapage (chimique) qui a pour but d'éliminer la calamine résiduelle que le grenailage n'a pu ôter. Comme précédemment, ces défauts d'origine chimique peuvent résister au laminage à froid. Ils sont la conséquence directe d'une différence en cinétique de décapage entre les joints de grains et la matrice (Fig. 1.11).

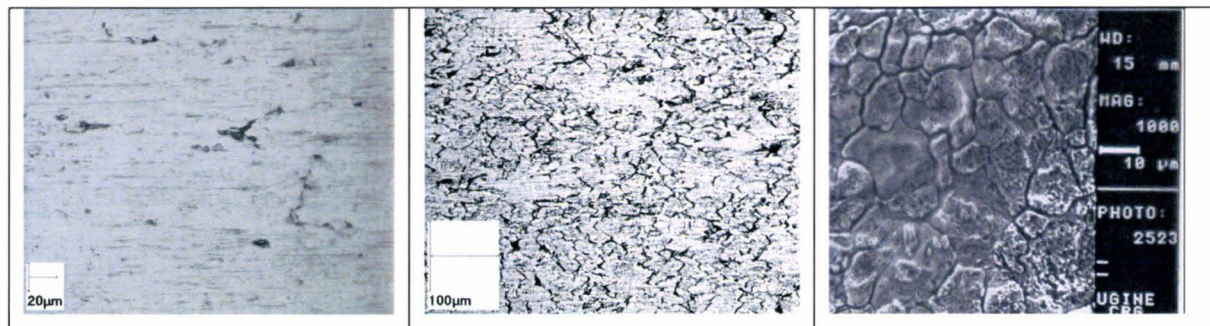


Figure 1.11 : Réseau de décapage

Ces défauts peuvent toutefois être supprimés à posteriori en exécutant l'étape du laminage à froid en régime mixte (Fig. 1.12). Plus précisément les régimes de lubrification seront présentés dans le paragraphe suivant.

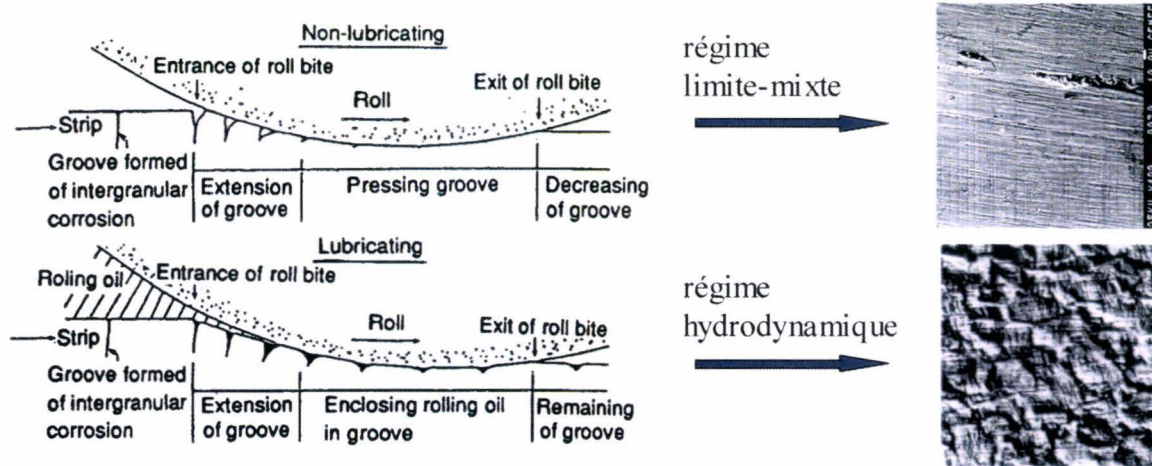


Figure 1.12 : Elimination des défauts de décapage [KEN97]

Les défauts dus à un surcroît d'abrasion

Ecailles de laminage ou griffes de chaleur

Ces écailles visibles sur la surface du matériau sont dues à une abrasion par le cylindre (Fig. 1.13).

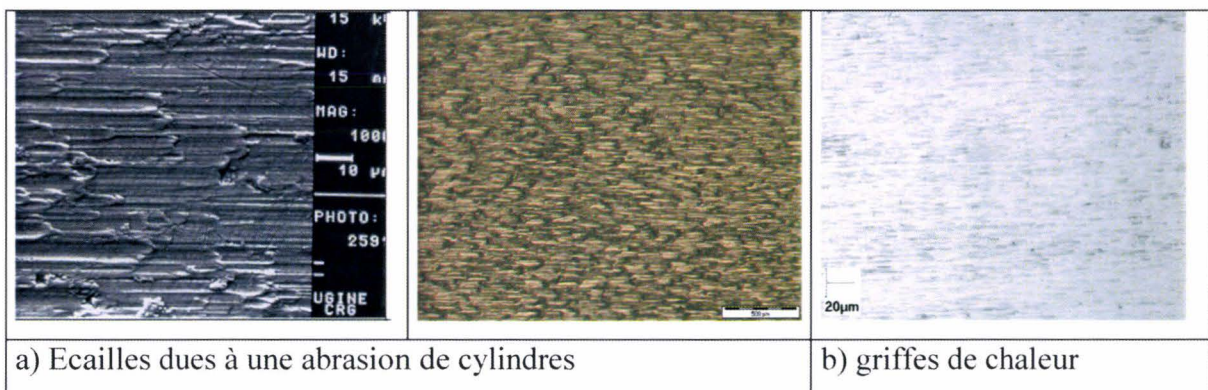


Figure 1.13 : Ecailles de laminage et griffes de chaleur

Il s'agit de traits fins de grande longueur, parallèles entre eux, et orientés selon la direction de laminage. Leur aspect est identique pour les nuances ferritiques et austénitiques. Ils sont occasionnés par la rupture du film lubrifiant qui provoque l'arrachage de particules métalliques et leur adhésion sur les cylindres de travail. Ces particules métalliques viennent rayer la tôle : c'est le labourage.

En laminage, la rugosité des surfaces évolue le long de l'emprise par confrontation plastique des aspérités de la tôle et de la surface rigide du cylindre.

Lorsqu'un morceau de surface métallique de la tôle viendra en contact avec le cylindre, une particule de faible taille (un micron) sera arrachée (usure adhésive) et formera,

sur le cylindre, un élément de la couche de transfert dont la croissance conduira à la formation d'écailles (appelées aussi « griffes de chaleur » par les sidérurgistes).

Pour éviter cette dégradation, on compte sur trois écrans de protection successifs :

- le film fluide constitue le premier rempart mais ce dernier cède lorsque la pression augmente (l'équation de Reynolds montre qu'une pression élevée induit une faible épaisseur)
- la lubrification limite va y suppléer : les additifs, molécules polaires attirées par les surfaces solides, s'y concentrent puis sont adsorbées avant, éventuellement, de réagir pour former des films protecteurs ;
- enfin, si les films limites sont déchirés, il reste l'oxyde céramique, moins adhérent aux cylindres que ne l'est le métal. Mais comme l'aire de la surface de la tôle augmente lors de la mise en forme, cette couche fragile va se rompre.

Microstries perpendiculaires à la direction de laminage :

Elles sont consécutives à un durcissement local important allié à un niveau d'abrasion élevé (écrouissage de la tôle lors du grenailage) ou bien à des différences importantes de propriétés mécaniques entre le produit initial et final (Fig. 1.14 et Fig. 1.15).

Pour la nuance austénitique, il s'agit d'une succession de traits fins, par paquets

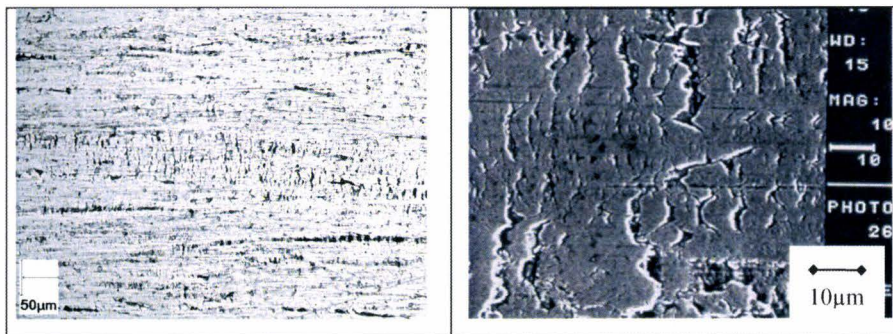


Figure 1.14 : Microstries perpendiculaires à la direction de laminage (nuance austénitique)

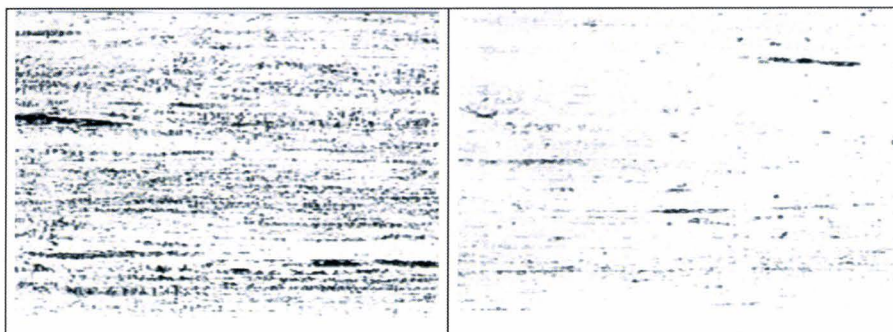


Figure 1.15 : Micrographie de surface d'une bande mate (à gauche) et brillante (à droite) en termes de microstries (x160, nuance ferritique)

Rayures de rectification

Ces défauts sont le résultat de la reproduction sur la surface de la tôle des microrayures laissées sur le cylindre par la meule de rectification (Fig. 1.16). Ces défauts peuvent contribuer à initier la couche de transfert.

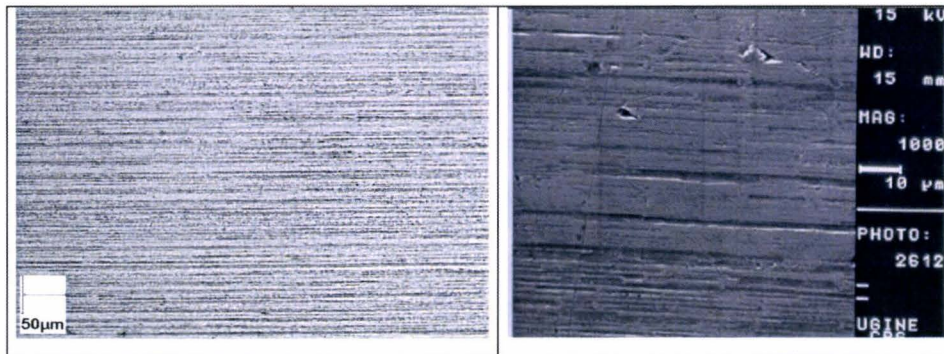


Figure 1.16 : Rayures de rectification

Défauts de rugosité

La rugosité de surface dépend de la rugosité du cylindre et de la lubrification. Une lubrification excessive favorise l'entraînement de films épais et la réduction de la surface de contact entre la bande et le cylindre. Une rugosité excessive va alors se développer dans les zones où le lubrifiant aura supprimé le contact entre bande et cylindre. Ces défauts sont la conséquence du piégeage du lubrifiant dans des poches créées par le contact bande-cylindre entre les plateaux et les vallées des deux corps antagonistes (bande et cylindre).

Défauts dus à la couche de transfert

Dans la partie précédente, nous avons évoqué la lubrification par couche de transfert et nous avons dit que son existence influait directement sur la brillance de la tôle. La couche de transfert est un mélange d'additifs d'huile et de particules qui sont arrachées sur la tôle par le frottement et qui se déposent sur les cylindres [RIZ00]. Cette couche est une pellicule très dure et hétérogène qui va imprimer des défauts sur la surface de la tôle.

On distingue deux types de couches de transfert, principalement de par leur couleur :

a) Les couches brunes, fines, lisses :

Les particules métalliques oxydées vont se déposer et s'aligner essentiellement sur les rayures de rectification qui restent encore apparentes. Leur taille est de 0,2 à 2 µm et ont une épaisseur de 0,2 à 0,4 µm. Pour la nuance ferritique, on trouvera des spinelles comme l'oxyde

$\text{FeFe}_{2-x}\text{Cr}_x\text{O}_4$. Pour la nuance austénitique, on trouvera des spinelles comme l'oxyde $\text{FeFe}_{2-x}\text{Cr}_x\text{O}_4$ et Ni (Fig. 1.17).

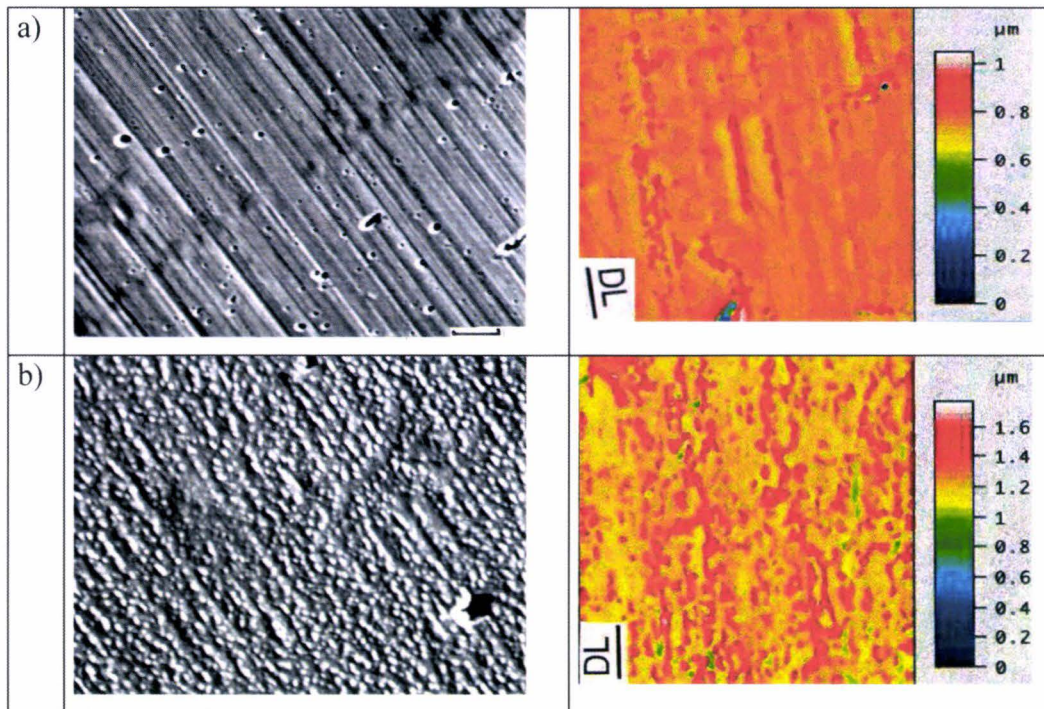


Figure 1.17 : a) Couche de transfert brune et micrographie sur Z110CVDW8

b) Couche de transfert brune et micrographie sur Z6CN18-9

b) Les couches grises, rugueuses :

Elles sont constituées par de grosses particules arrachées à la bande et qui vont être transférées sur le cylindre. Concernant la nuance ferritique, ces défauts mesurent de 5 à 20 μm et ont une épaisseur de 1 à 5 μm . Pour la nuance austénitique, ces défauts ont une longueur inférieure à 100 μm et ont une épaisseur moyenne de l'ordre de 10 μm (Fig. 1.18).

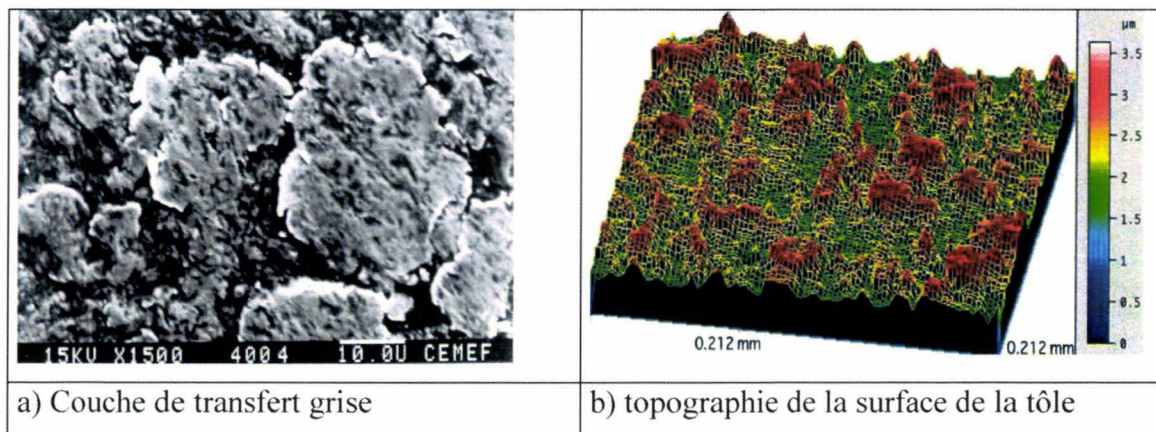


Figure 1.18 : Couche de transfert grise et topographie de la surface de la tôle

Dans notre travail on va s'intéresser aux défauts de surface dues aux opérations de décantage et de grenailage car ce sont les défauts les plus remarquables et qui peuvent être éliminés lors du laminage à froid.

1.4. Régimes de lubrification

1.4.1. Rôle du frottement

Le frottement joue un rôle essentiel dans les processus de mise en forme, car toute l'énergie de déformation est transmise de l'outil à la pièce par l'intermédiaire des forces normales et du frottement situé sur les surfaces en contact. L'outil ne doit pas engendrer de contraintes tangentielles supérieures à la contrainte limite de cisaillement du matériau de la pièce, sous peine de provoquer des défauts de surface.

Pour se protéger d'une telle éventualité, la solution est de mettre un lubrifiant qui sépare les deux surfaces en contact. Le frottement peut être ainsi nettement réduit.

Les intérêts du lubrifiant sont multiples :

- il réduit le frottement, donc les forces de formage,
- il protège l'outil de l'usure en créant un film séparateur (usure abrasive) et en limitant l'échauffement du contact (usure par fatigue thermique).
- il peut augmenter la qualité de surface des produits finis, en réduisant les défauts dus au contact métal-métal et il réduit les forces résiduelles en homogénéisant le flux de métal sous l'outil
- il peut également permettre de diminuer le nombre d'opérations requises. Dans le processus de laminage, il n'y a aucune restriction dans le taux de réduction, tant que la force de frottement ne dépasse pas la contrainte limite d'écoulement du matériau.

Mais la réduction des forces de frottement peut également avoir des conséquences nuisibles au processus :

- elle peut entraîner une perte de contrôle du flux du métal,
- elle peut également conduire à des états de surfaces trop rugueux sur les produits finis.

La détermination d'une valeur optimale, telle que le processus de mise en forme puisse se dérouler correctement, et ce avec une énergie requise minimale, est délicate. Ainsi, dans le

cas du laminage, un frottement trop faible rend impossible l'entraînement de la tôle entre les rouleaux, alors qu'une valeur trop élevée peut entraîner la détérioration de l'état de surface de la tôle et voire des rouleaux, ainsi qu'une forte élévation de température du processus.

Il apparaît donc nécessaire de décrire exactement les conditions de contact à l'interface dans les processus de mise en forme.

Le lubrifiant est répandu sur les surfaces et peut être entraîné à l'intérieur du contact grâce à la vitesse relative de la pièce par rapport à l'outil.

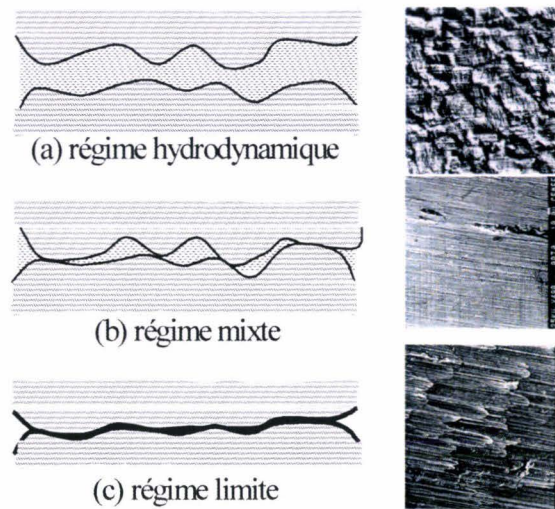


Figure 1.19 : Les différents régimes de lubrification

On distingue généralement trois régimes de lubrification : le régime hydrodynamique, le régime mixte et le régime limite (Fig. 1.19). Les frontières entre ces différents régimes sont déterminées par l'épaisseur relative du film lubrifiant, comparée aux rugosités des surfaces du contact. En laminage, c'est essentiellement l'entrée d'emprise (elle se situe en amont de la zone où la tôle est déformée plastiquement) qui conditionne l'épaisseur du film lubrifiant. Cette épaisseur dépend de la géométrie du contact, de la vitesse de laminage, de la rhéologie du lubrifiant et des températures de surface des antagonistes.

1.4.2. Régime hydrodynamique

En régime hydrodynamique, les surfaces de la bande et des cylindres sont complètement séparées par le film lubrifiant qui supporte entièrement la pression de contact. Il n'y a donc pas de contact direct entre les antagonistes, la couche de transfert ne se forme

pas et la tôle sort mate de l'emprise (similitude avec la croissance de rugosité inhérente à la déformation d'une surface libre : défaut de type peau d'orange). Le coefficient de frottement est faible. Le critère d'existence d'une lubrification par film épais, en présence de surfaces rugueuses, basé sur des considérations statistiques, s'écrit $h_{lub} > 3|\delta|$ (δ est la rugosité moyenne).

En pratique, on cherche à éviter ce régime de lubrification en laminage, car il rend instable le procédé (patinage).

1.4.3. Régime limite à tendance limite

En régime limite, les surfaces du contact ne sont plus séparées que par un film très mince. La viscosité du lubrifiant ne joue plus son rôle et des micro-contacts se produisent entre les deux antagonistes. La lubrification est assurée par les additifs (polaire, extrême pression, anti-usure,...) du lubrifiant qui vont réagir avec les surfaces de contact pour constituer un film réactionnel protecteur. C'est donc la physico-chimie qui contrôle en premier lieu la borne inférieure du domaine d'existence de ce régime, frontière entre lubrification limite et grippage. L'aire réelle de contact est supérieure à 90% de l'aire apparente de contact, et d'après Hauret [HAU93], le critère d'existence peut être formulé de la façon suivante : $h_{lub} \leq 0.3|\delta|$.

C'est dans ce régime de lubrification que l'on cherche à se positionner en laminage à froid d'acier inoxydable pour obtenir une bande avec une brillance élevée notamment pour les dernières passes.

Sous l'effet des sollicitations thermomécaniques intenses engendrées au niveau des micro-contacts entre outil et pièce, le film réactionnel peut se rompre et les conditions de contact peuvent dégénérer de façon catastrophique pour conduire au grippage.

1.4.4. Régime mixte

Ce régime de lubrification est l'intermédiaire entre les deux régimes décrits ci-dessus. L'interface de contact se compose à la fois de zones en régime limite et de zones en régime hydrodynamique. On parle encore de régime poches-plateaux ou plateaux-vallées. La viscosité du lubrifiant est importante pour déterminer la fraction d'aire réelle de contact (taux

de plateaux) et l'additivition du lubrifiant est entièrement active au niveau de ces plateaux. Dans ce cas, le contact entre les aspérités des cylindres de travail et ceux de la bande sont nombreux. Le film a une épaisseur comparable à la rugosité moyenne de la surface. La pression exercée par les cylindres sur la bande est à la fois supportée par les aspérités (contact plateaux) et par le lubrifiant contenu dans les poches. Il existe dans ce régime un mélange de lubrification limite (plateaux) et hydrodynamique (poches). C'est le régime de lubrification généralement rencontré en laminage à froid (premières passes) de bandes minces (tôles), c'est pourquoi nous présenterons principalement l'aspect de surface du produit sous film mixte.

1.5. Brillance / Problème posé

La qualité de surface des produits plats minces en acier inoxydable, notamment la *brillance* et la *blancheur* finale, est largement conditionnée par l'état de surface des produits entrants d'une part, et par les conditions opératoires du laminage à froid d'autre part. Concernant l'état de surface des produits entrants, le couplage grenailage mécanique et décapage chimique réalisé avant laminage peut engendrer deux types de microdéfauts de surface pouvant être rédhibitoires pour la brillance finale, à savoir des cratères de grenailage (impact des billes de grenailage) et une attaque intergranulaire (attaque préférentielle des joints de grain) [HAU93]. En ce qui concerne l'opération de laminage à froid, celle-ci devra donc en partie réparer cet état de surface afin d'obtenir la surface la plus lisse possible en dernière passe de laminage, sans cratères de grenailage résiduels. Cependant, il arrive que ces microdéfauts de surface persistent dans les conditions de laminage actuelles (Fig. 1.20) [HAU93].

Au sein d'ArcelorMittal Stainless (AMS), l'opération de laminage à froid des aciers inoxydables est réalisée, d'une part, à l'aide de lubrifiants à faible viscosité (~8 CSt à 40° C) et, d'autre part, avec des cylindres de travail ayant subi des préparations de surface spécifiques, assurant un régime de lubrification mixte à tendance limite dans l'emprise du laminoir. Ces conditions opératoires permettent la brillance recherchée de la surface initiale de la bande au cours de la gamme de laminage. Mais dans de telles conditions de lubrification, la répartition des cratères créés lors du grenailage peut être un élément clé du procédé, déterminant les effets hydrodynamiques au niveau des aspérités en contact. Ni l'effet de la topographie entrante, ni l'influence précise de la gamme de laminage sur cette

composante micro-hydrodynamique du régime de lubrification, et par conséquent leurs effets sur la rugosité finale de la bande ne sont encore parfaitement maîtrisés à ce jour.

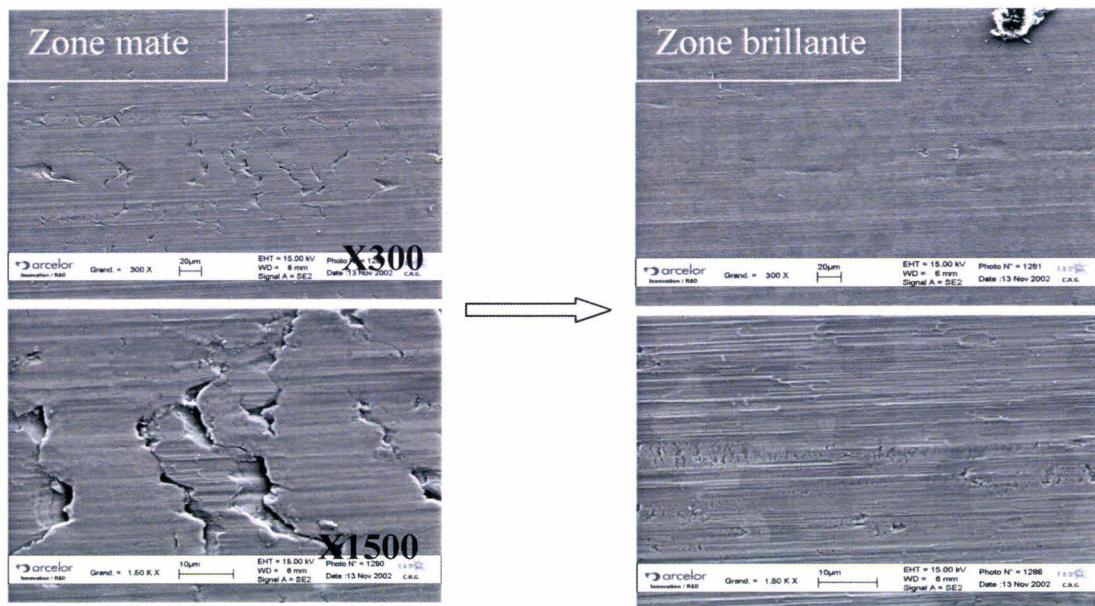


Figure 1.20 : Conséquence de microfissures créées pendant le grenailage

Il est donc essentiel de bien maîtriser le régime de lubrification et la rugosité des surfaces des bandes entrantes.

Le travail de cette thèse se répartit en deux phases distinctes. La première consiste en l'analyse mécanique de la gamme de laminage complète. Cette approche macroscopique du procédé a pour objectif d'identifier, pour chacune des passes de la gamme de laminage, les états de déformation et de contrainte au niveau des zones de contact. Elle repose essentiellement sur des simulations numériques par éléments finis. Elle requiert également la mise en place de procédure d'identification des lois de comportement des aciers au voisinage des zones de contact, lois indispensables pour assurer la fiabilité des résultats numériques. Ces données serviront de valeurs cibles et/ou conditions aux limites pour la seconde phase de l'étude.

La seconde phase a pour objectif de déterminer la géométrie finale des aspérités après laminage. C'est en effet cette géométrie qui joue un rôle essentiel dans le caractère brillant du produit fini. Cette phase repose sur une analyse fine du contact en prenant non seulement en compte les effets mécaniques des contacts bande-cylindre, mais également en étudiant l'influence de la présence du lubrifiant emprisonné dans les poches créées par le grenailage. Nous sommes donc confrontés à un problème de couplage fluide-structure où les sommets des aspérités de la bande sont déformés par les cylindres de travail, et les vallées par le lubrifiant.

2. LAMINAGE A FROID DES ACIERS INOXYDABLES : APPROCHE MACROSCOPIQUE

Le laminage à froid des aciers inoxydables est effectué sur des laminoirs de type Sendzimir. Au sein du laboratoire LAMIH de nombreux travaux concernant ce type de laminoir ont été effectués. Dans les thèses de Raphaël Deltombe et de Kevin Louaisil [DEL01, LOU08] des études approfondies de ce type d'équipement ont été menées. Une synthèse de leurs travaux sur le principe du laminage à froid ainsi que la mécanique de l'emprise est tout d'abord ici présentée. Celle-ci nous permettra de mieux appréhender la modélisation du laminage à froid sur les aciers inoxydables étudiés. Ensuite nous allons appliquer nos études à un modèle de laminage à froid simple pour définir les coefficients de frottement et étudier leur sensibilité aux paramètres de conduite de laminoir et aux paramètres tribologiques du contact bande-cylindre.

2.1. Principe du laminage à froid de type Sendzimir

Le principe de ce type de laminoir repose sur un empilement de cylindres et d'arbres (Fig. 2.1).

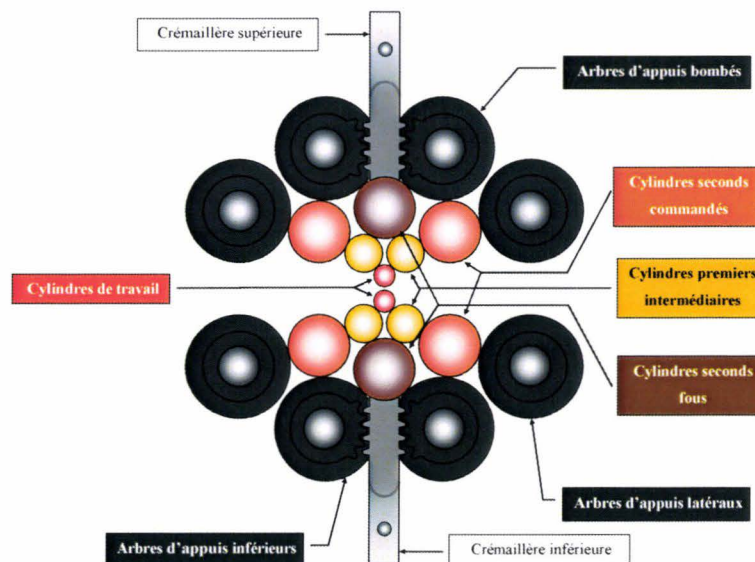


Figure 2.1 : Représentation de la configuration multicylindres d'une cage Sendzimir ZR-22B [DEL01]

Par rapport aux laminoirs classiques de type duo, quarto et sexto, le cylindre de travail a une taille bien moindre : la longueur de contact « bande – cylindre de travail » engendrée

s'en trouve largement diminuée. La démultiplication de l'effort normal issu du contact bande-cylindre dans la cage, permet de limiter fortement l'effort de laminage pour une même réduction d'épaisseur. C'est pourquoi ce type de laminoir est plutôt généralement utilisé pour des aciers à haute limite d'élasticité comme les aciers inoxydables. En effet le laminage de ce type d'acier dur sur des duos, quartos ou sextos demande des recuits intermédiaires de la bande pour limiter la dureté de l'acier au cours du schéma de passes [DEL01].

De plus, par rapport aux laminoirs de type tandem où la plus grande productivité est recherchée, le laminage Sendzimir permet une grande flexibilité, que ce soit au niveau de l'épaisseur ou de la dureté de l'acier traité ou encore des changements des cylindres, ainsi qu'une plus grande maîtrise de l'épaisseur et la planéité finale de la tôle [DEL01].

2.1.1. Guide de conduite du laminoir

L'objectif premier du laminoir est de réduire l'épaisseur, e^{i-1} , des bobines d'acier afin de fournir une épaisseur conforme et homogène, e^i (Fig. 2.2). Plusieurs passes (jusqu'à 13) étant nécessaires à cette réduction d'épaisseur, la réversibilité du laminoir Sendzimir permet de limiter le temps total du schéma complet de laminage.

Les moyens de réglage et de contrôle du procédé de laminage réversible sur laminoir du type Sendzimir sont nombreux. Il est nécessaire de maîtriser les paramètres d'entrée du laminoir à froid qui permettent de le piloter. Il est aussi indispensable de contrôler les paramètres de sortie pour s'assurer du bon fonctionnement de l'outil et de la bonne qualité de la bande (i.e. la planéité, épaisseur finale). Ils sont accessibles sur site :

- vitesses linéaires de la bande en entrée (v_e) et en sortie (v_s) obtenues par l'intermédiaire de capteurs tachymétriques placés de chaque côté de la cage,
- vitesses des cylindres de travail ($\omega.R$) obtenus par la mesure des vitesses des moteurs les entraînant,
- efforts de serrage (RSF) déterminés à partir de la mesure de la pression de l'huile alimentant le vérin de serrage,
- efforts de traction (FT) et de retenue (RT) obtenus par le calcul du diamètre extérieur des bobines de sortie et d'entrée associés à la consommation en courant des moteurs des bobineuses,

- couple (C) d'entraînement de cylindres de travail calculé à partir de leur diamètre et de la mesure du courant des moteurs les entraînant,
- épaisseurs d'entrée (e_{i-1}) et de sortie (e_i) de la bande, à la $i^{\text{ème}}$ passe, mesurées au centre de sa largeur à l'aide de capteurs placés de chaque côté de la cage. La différence d'épaisseur entre l'entrée et la sortie peut être exprimée par le taux de réduction $p_i = (e_{i-1} - e_i) \cdot (e_{i-1})^{-1}$,
- position de la crémaillère supérieure (y_c) déterminée par un codeur incrémental linéaire. [DEL01]

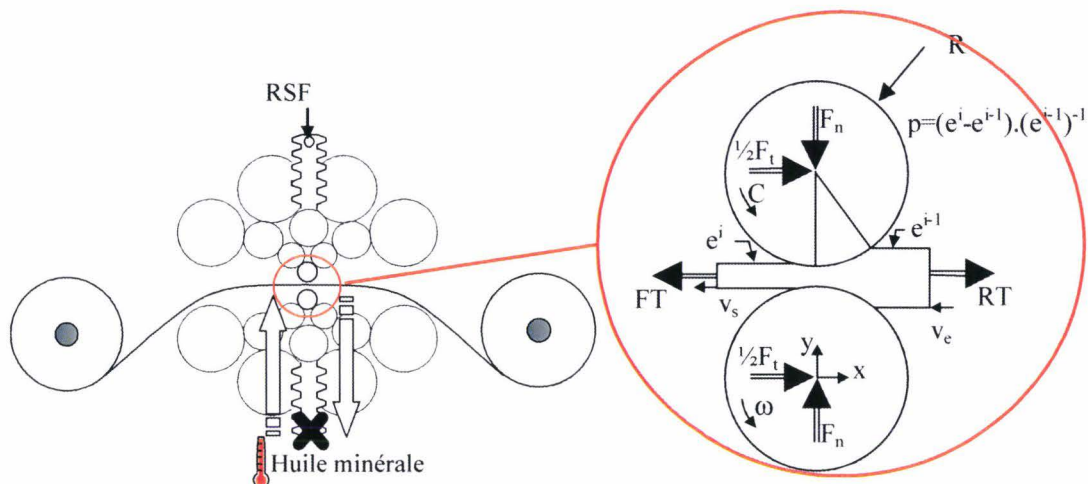


Figure 2.2 : Paramètres de pilotage et de sortie du laminoir [DEL01]

Le laminoir peut être conduit de différentes manières. En effet, il est possible de le piloter à l'aide des paramètres d'entrée tels que les efforts de serrage (RSF), de traction (FT), de retenue (RT) et le couple (C). Dans ce cas, les paramètres de sortie sont les vitesses (v_e , v_s , ω) ainsi que le taux de réduction (p_i). L'effort de serrage doit être régulé pour obtenir une bande écrouie conforme en épaisseur. Ce mode de laminage est utilisé industriellement et peut être nommé «régulé en effort».

La seconde méthode consiste à piloter le laminoir en prenant comme paramètres d'entrée les vitesses des cylindres de travail (ω), d'entrée (v_e) et de sortie (v_s) de la bande ainsi que le taux de réduction (p_i). Dans ce cas, la bande écrouie est conforme en épaisseur mais les efforts (RSF, FT, RT, C) deviennent des paramètres de sortie. Ce mode de laminage peut être nommé «régulé en déplacement» mais n'est pas appliqué industriellement du fait de la difficulté de réglage du laminoir à froid.

Bien que ces deux modes de laminage soient très différents, ils sont équivalents. Dans tous les cas, les efforts ainsi que les vitesses sont limités par la capacité physique de l'outil

industriel [DEL01]. C'est pourquoi dans notre simulation numérique sous Abaqus on pilote le laminoir en déplacement pour assurer la convergence.

La lubrification du contact bande-cylindre de travail s'effectue par une huile minérale à faible viscosité (~8 CSt à 40° C)

2.1.2. Mécanique de l'emprise

L'étude du contact bande-cylindre dans l'emprise du laminoir, a pour but de dégager ses principales caractéristiques mécaniques telles que les répartitions de vitesses, des contraintes normales et tangentielles ainsi que des déformations plastiques de la bande. Pour déterminer les contraintes normales et tangentielles du contact bande-cylindre de façon précise, un modèle éléments finis du procédé de laminage à froid est développé [DEL01] (Fig. 2.3).

Au cours du laminage à froid, le débit de la matière dans l'emprise est conservé en tout point en l'absence d'élargissement de la bande.

$$v_c e_{i-1} = v(\varphi) e(\varphi) = v_s e_i \quad (2.1)$$

où $v(\varphi)$ et $e(\varphi)$ représentent respectivement la vitesse de la bande et son épaisseur à l'angle courant φ .

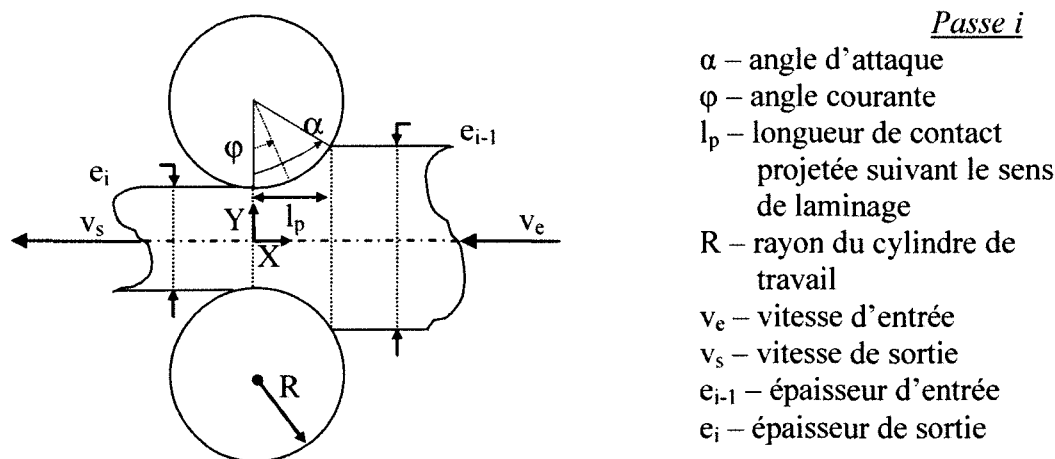


Figure 2.3 : Géométrie de l'emprise [DEL01]

Ainsi la vitesse de la bande varie dans l'emprise et doit s'accroître proportionnellement à la réduction d'épaisseur de la bande. En un point particulier de

l'emprise, le cylindre et la bande ont une vitesse relative nulle. Ce point est communément appelé point neutre θ (Eq. 2.4). En fonctionnement normal, sa position au contact bande-cylindre évolue entre 0, correspondant à la sortie, et α , angle d'attaque.

La vitesse relative entre le cylindre et la bande peut être représentée par le glissement en avant G_{av} (Eq. 2.3). Il exprime le sens et l'amplitude de la vitesse relative entre les cylindres et la sortie de la bande par rapport à la vitesse des cylindres. A partir de l'équation 2.4, on remarque que le point neutre se déplace vers l'entrée lorsque le glissement en avant ou la différence d'épaisseur de la bande entre l'entrée et la sortie augmentent.

$$\alpha = \arccos\left(\frac{2R - e_{i-1} + e_i}{2R}\right) \quad (2.2)$$

$$G_{av} = \frac{v_e - \omega R}{\omega R} \quad (2.3)$$

$$\theta = \sqrt{\frac{1}{R}\left(\frac{v_e}{\omega R}e_{i-1} - e_i\right)} = \sqrt{\frac{1}{R}\left((G_{av} + 1)e_{i-1} - e_i\right)} \quad (2.4)$$

Ainsi pour un laminage « régulé en déplacement », la position du point neutre dans l'emprise, est influencée par les paramètres de laminage tels que les épaisseurs d'entrée et de sortie de la bande, le rayon des cylindres de travail R et les vitesses relatives .

Pour le laminage « régulé en déplacement », la position du point neutre est influencée uniquement par des paramètres indépendants et contrôlables. A l'opposé, « la régulation en effort » rend la position du point neutre dépendante des propriétés du matériau et des conditions de frottement.

Le point neutre agit directement sur les conditions de contact bande-cylindre tels que les types de régime de lubrification ou l'état de surface de la bande. Pour étudier le laminage à froid dans des conditions données (position du point neutre, taux de réduction, rayon des cylindres de travail), la « régulation en déplacement » sera privilégiée car elle permet de mieux maîtriser la position du point neutre.

Il est important d'ajouter que l'ensemble des paramètres, qu'ils soient d'entrée ou de sortie, est enregistré en continu sur site industriel.

Le glissement en avant, G_{av} , est un indicateur de distribution des vitesses important puisqu'il permet de comparer la vitesse de sortie de bande, V_S à la vitesse périphérique linéaire du cylindre de travail, ωR .

Dans l'équation du glissement en avant (Eq. 2.3), la vitesse de rotation du cylindre, ω , est parfaitement maîtrisée par le lamineur. La variation du glissement, régulière industriellement, dont les conséquences citées précédemment peuvent être très problématiques, ne peut être que due à la variation de la vitesse de sortie de bande. Deux « acteurs » jouent sur l'avancée de la bande. Le différentiel de traction tire ou retient plus ou moins la bande et le frottement entre la bande et le cylindre peut également freiner ou entraîner la bande au niveau de l'emprise. Le différentiel de traction étant directement et parfaitement contrôlé par le lamineur, la variation du frottement bande-cylindre est responsable de cette variation de la vitesse de sortie observée sur site industriel et donc du glissement [LOU08].

Ces travaux ont permis de définir les caractéristiques mécaniques de l'emprise que sont les contraintes de contact et la déformation plastique, et notamment leur sensibilité aux paramètres de conduite de laminoir, aux paramètres tribologiques du contact bande-cylindre ainsi qu'aux paramètres rhéologiques de la bande. Ainsi la connaissance du principe de fonctionnement d'un laminoir de type Sendzimir ainsi que de la mécanique de l'emprise nous a permis d'effectuer la simulation éléments finis du procédé du laminage froid. Dans notre cas le pilotage est en déplacement.

2.2. Application au Laminage à froid des aciers inoxydables.

Calcul du frottement

Pour définir le coefficient de frottement μ une simulation éléments finis du laminage à froid a été mise en place. La comparaison numérique-industrielle se fait suivant la figure 2.4. Le frottement initial est introduit dans le modèle éléments finis simulant le procédé de laminage à froid sur lequel est imposé la contre-traction. De ce modèle est extrait la différence entre la traction et la contre-traction numérique RF1 puis est comparée avec l'effort industriel. L'erreur relative maximale, entre les efforts industriels et les résultats numériques est de 2%.

2.2.1. Méthodologie

On détermine les coefficients de frottement μ à partir des efforts de traction Tr et CTr enregistrés pendant le procédé. Ceux-ci sont les paramètres de convergence d'une méthode

numérique inverse. En égalisant les efforts numériques (RF1) et expérimentaux (Tr-CTr) on trouve les coefficients de frottement μ satisfaisants (Fig. 2.4).

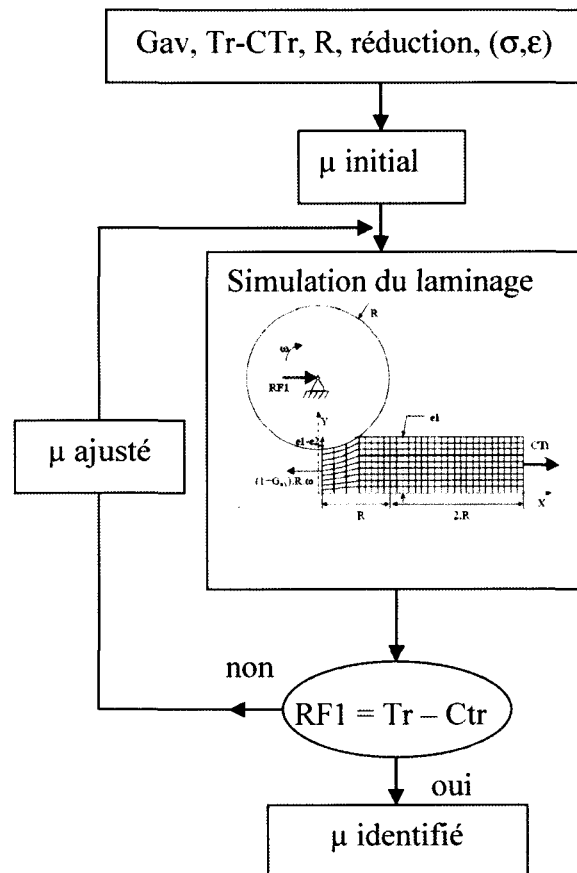


Figure 2.4 : Schéma itératif pour l'identification du frottement

Comme les paramètres d'entrée on a le glissement en avant Gav , la différence entre la traction et la contre-traction $Tr - CTr$, le taux de réduction, le rayon du cylindre R , la loi de comportement (nuance FT1) et le coefficient de frottement initial μ .

En sortie on obtient la force de réaction (RF1). On compare cette force numérique RF1 avec celle industrielle $Tr - CTr$ issu du site pour identifier le coefficient du frottement μ . On cherche μ qui satisfait jusqu'à ce que l'erreur entre RF1 et $(Tr - CTr)$ soit moins de 1%.

Ensuite, on compare la force de serrage, le pourcentage de position du point neutre pour le modèle numérique et la réalité. Aussi, on étudie la sensibilité du modèle aux paramètres initiaux qui peuvent expliquer l'erreur entre les résultats numériques et expérimentaux.

2.2.2. Modélisation des conditions de contact bande-cylindre

L'objectif de ce modèle est d'analyser les caractéristiques mécaniques du contact bande-cylindre du laminage industriel à l'aide de la simulation par éléments finis. Cette analyse a pour but de dégager les caractéristiques mécaniques du contact bande-cylindre et de définir mécaniquement le procédé industriel.

A partir des conditions de laminage à froid déterminées par des mesures sur site (retenue, glissement en avant, épaisseurs d'entrée et de sortie), il est possible d'analyser numériquement le procédé industriel de référence afin de déterminer les caractéristiques mécaniques du contact bande-cylindre. Le comportement en déformation plastique de la bande dont on parlera plus précisément dans le chapitre 3 ainsi qu'une valeur de frottement initiale du cylindre sur la bande est nécessaire pour alimenter ce modèle numérique [DEL01].

Passe	Demi- épaisseur de la bande initiale (mm)	Demi- épaisseur de la bande finale (mm)	Tr traction (N/mm)	CTr contre traction (N/mm)	F_s force de serrage (N/mm)	Tr-CTr différence de traction (N/mm)	Gav glissement en avant
1	1,5	1,226	107,5	26	2836	81,5	0,037
2	1,226	1,014	107,5	59,25	2596	48,25	0,052
3	1,014	0,8385	103,5	74	2428	29,5	0,028
4	0,8385	0,696	100	77,75	2006	22,25	0,026
5	0,696	0,5785	92,5	74	1799	18,5	0,016
6	0,5785	0,482	85	70,5	1665	14,5	0,024
7	0,482	0,4025	77,75	66,5	1717	11,25	0,041
8	0,4025	0,339	74	63	1547	11	0,028
9	0,339	0,2875	66,5	59,25	1695	7,25	0,02
10	0,2875	0,2465	59,25	51,825	1443	7,425	0,02

Tableau 2.1 : données industrielles sur le procédé du laminage à froid (valeurs normalisées selon le modèle numériques sous Abaqus)

Les données sur le procédé de laminage à froid sont issues de ArcelorMittal Stainless et sont présentées dans le tableau 2.1. Dans le tableau on a mis des valeurs normalisées selon notre modèle numérique c'est-à-dire, qu'on considère une demi-épaisseur et les forces de traction et contre-traction sont divisées par deux. Contrairement au pilotage industriel en effort via la traction de bande et l'effort de serrage, le modèle est piloté en déplacement, c'est à dire par le glissement en avant et le taux de réduction.

Le modèle éléments finis (Fig. 2.5) contient 360 éléments à déformation plane comportant chacun quatre nœuds et quatre points d'intégration. Chaque élément a un comportement élastoplastique suivant une loi Mosar (AMS). Les cylindres de travail sont considérés comme rigides.

Les conditions aux limites comme le glissement en avant et le taux de réduction sont appliquées sur le modèle. Un effort est imposé sur la bande en entrée pour prendre en compte la retenue.

Afin de simuler toutes les passes de laminage et de limiter le phénomène de distorsion des éléments, le modèle est régénéré à la fin de chaque passe pour obtenir une solution numérique fiable et stable. En fait, au début de chacune des passes, un nouveau maillage est affecté à la bande. Les cartographies des contraintes résiduelles et de déformation plastique de la bande sont ensuite interpolées sur le nouveau maillage à partir du précédent [DEL01].

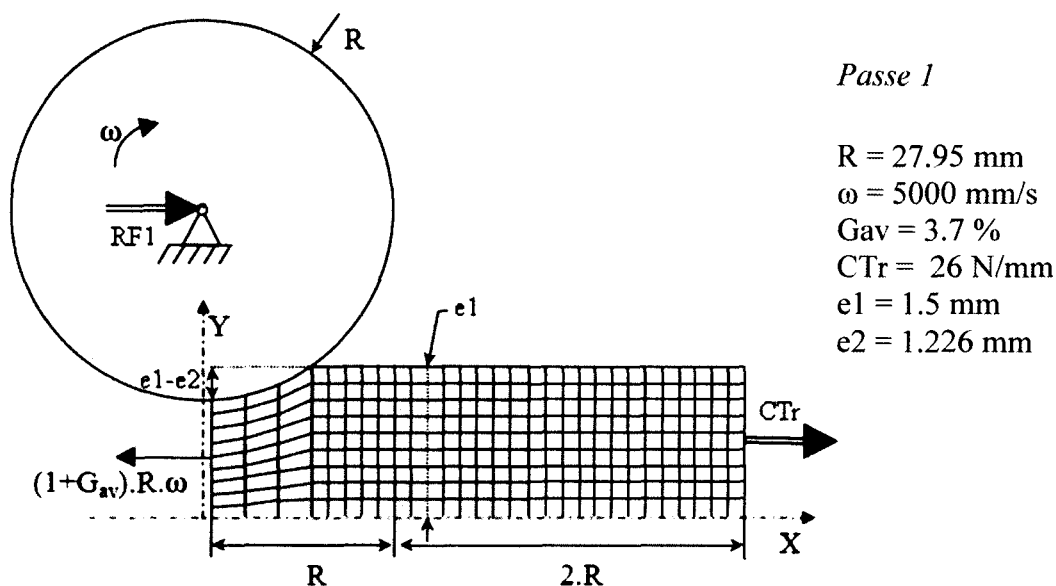


Figure 2.5 : Schéma du modèle éléments finis du procédé de laminage à froid [DEL01]

2.2.3. Identification du frottement

Les coefficients de frottement du contact bande-cylindre sont calculés (Tab. 2.2, Fig.2.6) en faisant correspondre les efforts numériques issus de la simulation éléments finis à ceux tirés du site (AMS).

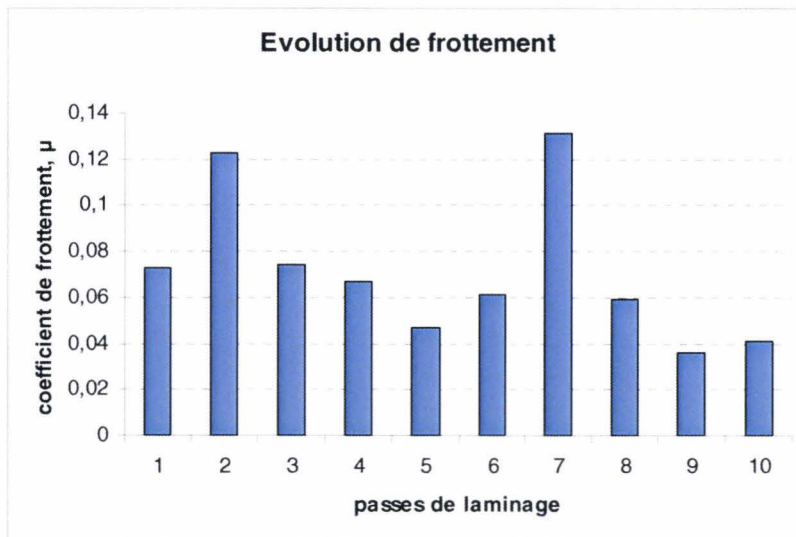


Figure 2.6 : Evolution du coefficient de frottement pendant le laminage en plusieurs passes

Passes	Frottement, μ
1	0,073
2	0,123
3	0,074
4	0,067
5	0,047
6	0,061
7	0,131
8	0,059
9	0,036
10	0,041

Tableau 2.2 : coefficients de frottement

Il s'avère que lorsque le glissement en avant augmente, l'influence du coefficient de frottement sur l'effort tangentiel, c'est-à-dire la pente de la courbe $RF1(\mu)$, diminue fortement (Fig. 2.7).

En effet, lorsque le glissement en avant augmente, le point neutre se déplace vers l'entrée et la zone frein grandit par rapport à la zone d'entraînement et le frottement est de moins en moins moteur de l'avancée de la bande : la valeur absolue de la pente de la courbe $RF1(\mu)$ diminue [LOU08].

Dans notre cas le glissement en avant est élevé pour le passe 7 (4.1%) par rapport aux autres passes (2-3%), cela peut expliquer l'augmentation du frottement pour cette passe. On observe la même tendance pour la passe 2 où le glissement en avant est égal à 5%.

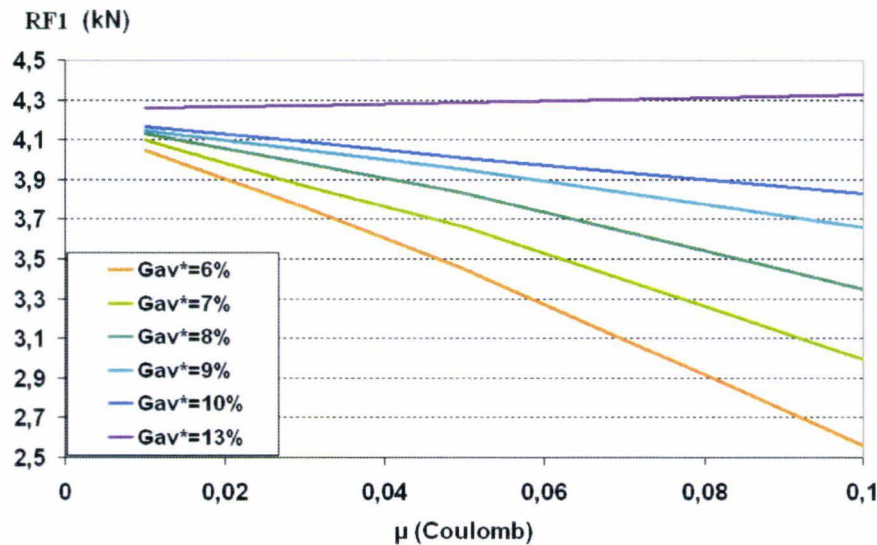


Figure 2.7: Influence du coefficient de frottement supérieur sur l'effort tangentiel expérimental pour divers glissements en avant [LOU08]

2.2.4. Validation du modèle

2.2.4.1. Comparaison des positions de point neutre

Le point neutre c'est la position dans le contact bande-cylindre où la vitesse de la bande est égale à la vitesse de cylindre. Mais en pratique le plus utilisable est le pourcentage de point neutre qui montre l'éloignement du point neutre de l'entrée (Eq. 2.5). On retrouve la position du point neutre numérique et on compare avec celle issue des données réelles (AMS) (Tab. 2.3).

$$\%(p.n.) = \frac{V_s - \omega R}{V_s - V_e} 100\% \quad (2.5)$$

La position du point neutre correspond bien à celle issue du procédé sauf pour la première passe. La différence pour la première passe peut être expliquée par des mesures des conditions initiales incorrectes telles que la vitesse d'entrée, la vitesse de sortie et l'épaisseur d'entrée. Les problèmes de mesure de vitesses peuvent s'expliquer par la méthode d'introduction de la bande (« tambour solide » où tous les paramètres d'introduction sont bien contrôlée ou « coil box » avec le rouleau libre). De plus, l'influence de l'épaisseur initiale n'est pas négligeable comme on le montrera par la suite.

Passé	glissement en avant	% position de point neutre (AMS)	% position de point neutre (numérique)	% erreur
1	0,037	15	18,18	-21,23
2	0,05	28	27,07	3,32
3	0,03	15,66	15,04	3,95
4	0,03	14,44	14,34	0,71
5	0,02	9,52	9,03	5,17
6	0,02	13,48	13,63	-1,12
7	0,04	24,1	23,36	3,07
8	0,03	16,47	17,15	-4,1
9	0,02	10	9,66	3,44
10	0,02	13,79	13,73	0,48

Tableau 2.3 : Comparaison de position de point neutre pendant le laminage en plusieurs passes

2.2.4.2. Comparaison de la force de serrage

Pour certaines passes, l'erreur entre l'effort de serrage expérimental et numérique atteint 17 % (Tab.2.4).

Passé	Fs exp (N/mm)	Fs num (N/mm)	erreur %
1	2836	2700	4,8
2	2596	2650	-2,08
3	2400	2428	1,15
4	2250	2006	-12,16
5	2050	1799	-13,95
6	1930	1665	-15,92
7	1980	1717	-15,32
8	1600	1547	-3,43
9	1400	1695	17,4
10	1300	1443	9,91

Tableau 2.4 : Comparaison de la force de serrage pendant le laminage en plusieurs passes

Cela peut s'expliquer par la déformation du cylindre qui n'a pas été prise en compte. De plus, les flexions contrôlées ou incontrôlées des empilements de cylindres et d'arbres ainsi que les frottements dans la crémaillère supérieure et entre les cylindres nécessitent un effort de serrage supérieur à celui théoriquement utile. Ces imprécisions rendent peu fiables l'estimation de l'effort normal à partir de l'effort de serrage [DEL01].

2.2.4.3. Vérification de la conservation du débit

Pour vérifier que la vitesse d'entrée est mesurée correctement on regarde la loi de conservation du débit. Pour un fluide incompressible le débit volumique doit être constant $V_e e_e = V_s e_s$. Ici on vérifie si le débit d'entrée est bien égal au débit de sortie à partir des données issues du site ainsi que pour le modèle numérique (Tab. 2.6).

Passé	$\frac{V_s e_s - V_e e_e}{V_s e_s} 100\%$ (AMS)	$\frac{V_s e_s - V_e e_e}{V_s e_s} 100\%$ (numérique)
1	6,69	1,5
2	0,38	1,11
3	0,16	1,02
4	0,62	0,77
5	-0,42	0,67
6	0,8	0,57
7	-0,19	0,43
8	0,9	0,13
9	-0,49	0,13
10	-0,09	-0,01

Tableau 2.6 : Vérification de la conservation de débit pendant le laminage en plusieurs passes

Seule la première passe montre une erreur plus élevée que pour les autres passes avec 6,7% (Tab. 2.6). Cette différence peut s'expliquer soit par une erreur d'environ 7% sur la vitesse, soit par une erreur du même ordre sur l'épaisseur d'entrée ou une combinaison des deux erreurs.

2.2.4.4. Sensibilité à l'épaisseur initiale

Vu les problèmes qu'on a rencontrés pour la première passe avec la position du point neutre et la conservation du débit et en supposant que les mesures d'épaisseur peuvent jouer on vérifie la sensibilité de ces valeurs à l'épaisseur d'entrée initiale. Pour cela on effectue des calculs numériques pour la première passe en prenant deux valeurs d'épaisseurs d'entrée différentes : l'une étant égale à 3mm et l'autre à 3.1mm (Tab. 2.7 et 2.8).

- Conservation du débit

Demi-épaisseur initiale (mm)	$\frac{V_s e_s - V_e e_e}{V_s e_s} 100\%$ (AMS)	$\frac{V_s e_s - V_e e_e}{V_s e_s} 100\%$ (numérique)
1.5	6,69	1,5
1,55	3,58	2,05

Tableau 2.7 : Sensibilité de la conservation de débit à l'épaisseur initiale (passe 1)

- % de point neutre

Demi-épaisseur initiale (mm)	% de position de point neutre (AMS)	% de position de point neutre (numérique)	erreur %
1.5	15	18,18	-21,23
1.55	15	15,81	-5,37

Tableau 2.8 : Sensibilité de la position de point neutre à l'épaisseur initiale (passe 1)

Les calculs montrent clairement que l'épaisseur initiale est un paramètre non négligeable qui joue sur la position du point neutre ainsi que sur la conservation du débit.

Le coefficient de frottement doit aussi être remis à jour pour respecter les valeurs obtenues grâce au procédé (Tab. 2.9):

Demi-épaisseur initiale (mm)	Frottement
1.5	0,073
1.55	0,08

Tableau 2.9 : Sensibilité de frottement à l'épaisseur de la bande initiale (passe 1)

Par contre la position du point neutre et la conservation du débit calculées avec le nouveau frottement restent les mêmes car elles ne sont pas sensibles au frottement.

2.2.4.5. Sensibilité au frottement des caractéristiques mécaniques de l'emprise

Frottement, μ	RF1 (N/mm)	Fs (N/mm)	% point neutre
0,01	156	2500	25,66
0,073	81	2700	25,67
0,1	43	2800	25,67

Tableau 2.10 : Sensibilité des efforts et du point neutre au frottement

Les résultats montrent la sensibilité de la force de réaction au frottement. Elle diminue de plus de 70 % avec μ variant entre 0.01 et 0.1 (Tab. 2.10).

La force de serrage est peu sensible au frottement. Elle augmente de 12% pour μ variant entre 0.01 et 0.1.

La position du point neutre n'est pas sensible au frottement avec le pilotage de notre modèle numérique.

2.3. Du modèle macroscopique au modèle mésoscopique

Le modèle de laminage à froid (dit modèle macroscopique) a été mis en place et analysé. Il permet de définir les caractéristiques mécaniques de l'emprise ainsi que le frottement, et notamment leur sensibilité aux paramètres de conduite de laminoir et aux paramètres tribologiques du contact bande-cylindre.

Par contre, si on s'intéresse à l'état de surface, ce modèle n'est plus suffisant car il ne prend pas en compte explicitement le régime de lubrification ni la rugosité de surface. On ne peut pas voir ce qui se passe au niveau des aspérités. C'est pour cette raison que le nouveau modèle à l'échelle mésoscopique a été développé.

Pour passer au modèle mésoscopique, nous travaillons avec notre modèle global en affinant l'échelle de modélisation. La rugosité de surface de la tôle sera notamment prise en

compte et modélisée par de petites cavités (Fig. 2.8). La forme, le volume et la profondeur sont des valeurs importantes pour nous permettre d'évaluer la rugosité finale. De ce point de vue le modèle macroscopique ne convient plus car il ne gère pas l'écrasement des aspérités et la forme de la cavité n'est pas prise en compte.

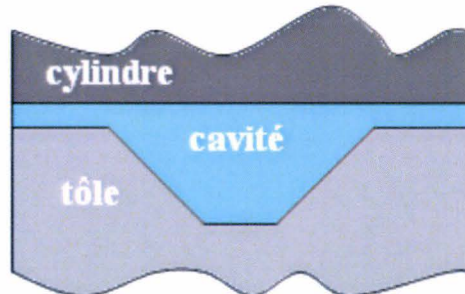


Figure 2.8 : Géométrie de la zone de contact du modèle mésoscopique

La gestion du fluide au niveau des aspérités est effectuée en prenant exemple sur des études précédemment menées en mise en forme. L'étude proposée s'appuie sur l'équation de Reynolds pour déterminer la perte de fluide liée au champ de pression dans la cavité. La pression de fluide est obtenue en utilisant le modèle fluide-structure proposé par ABAQUS, cette pression est hydrostatique. Ensuite, l'effet dynamique de débit du fluide est ajouté en implémentant la correction du volume via l'équation de Reynolds locale. Le lubrifiant coule grâce à la rugosité secondaire des plateaux des aspérités. Cette approche est détaillée dans le chapitre 3.

3. ANALYSE MESOSCOPIQUE DU CONTACT BANDE-CYLINDRE

Afin de mettre en place le modèle de laminage, basé sur un couplage fluide-structure, un certain nombre de paramètres clés doivent d'abord être définis comme détaillé dans le schéma de travail en figure 3.1. Pour la partie fluide, le mécanisme de lubrification dans l'emprise doit être étudié, ce qui implique une bonne connaissance des caractéristiques du lubrifiant mais aussi l'étude de l'équilibre du lubrifiant en laminage à froid grâce aux équations de la dynamique fondamentale. Pour la partie solide, la loi de comportement du matériau avec la prise en compte du grenailage doit être déterminée. Celle-ci est définie par une méthodologie inverse basée sur des essais de dureté Vickers. Enfin, une étude bibliographique conséquente a été menée afin de mieux nous guider sur l'approche du couplage fluide-structure et la modélisation qui seront détaillées en fin de ce chapitre.

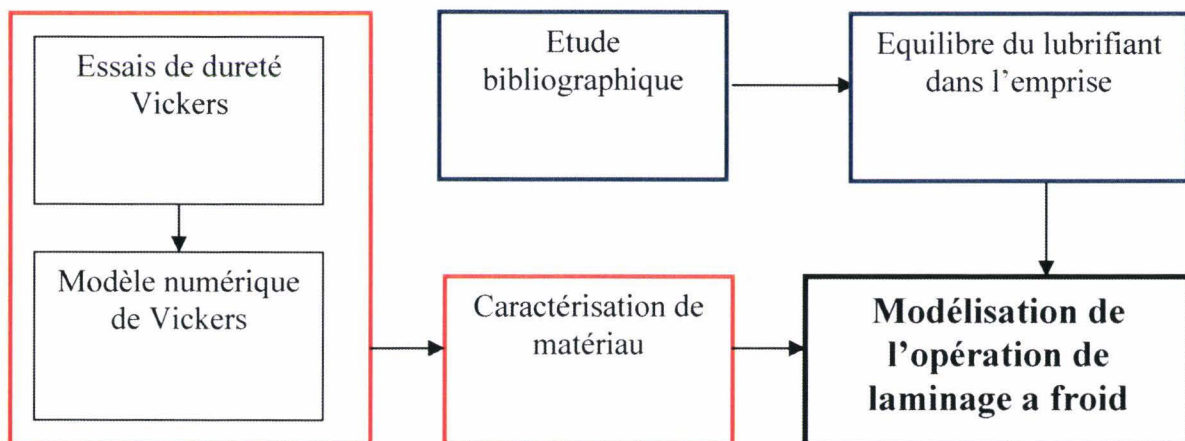


Figure 3.1 : Schéma de travail

3.1. Stratégies de modélisation des régimes de lubrification

De nombreux modèles ont été développés dans le cas du laminage à froid. La plupart sont basés sur le modèle de Wilson et Walowit. Nous allons donc tout d'abord présenter le principe des macro-modèles de laminage à froid basés sur ce modèle puis présenter des modèles non développés en laminage à froid mais ayant une approche fluide-structure à l'échelle mésoscopique intéressante. Ceux ci nous ont permis d'appréhender l'approche

fluide-structure proposée et de mettre en place une modélisation originale et complémentaire des modèles déjà existants en laminage.

3.1.1. Approche macroscopique

3.1.1.1. Equation de Reynolds appliquée au laminage à froid

Un modèle de référence pour le laminage en régime hydrodynamique a été développé par Wilson et Walowit [WIL71], où le couplage entre les parties « fluide » et « solide » est faite par l'intermédiaire de la pression d'interface p égale à la pression dans le lubrifiant p_f et de la contrainte de cisaillement τ égale à la contrainte de cisaillement dans le lubrifiant τ_f . Dans tout le modèle le cylindre est supposé rigide.

Un grand nombre de procédés de mise en forme se font en régime hydrodynamique à film mince ou en régime mixte afin d'assurer un bon état de surface final. Dans ces régimes de lubrification l'influence de la rugosité sur l'écoulement du fluide n'est plus négligeable. D'après l'équation de Reynolds développée par Patir et Cheng [PAT79] et en introduisant des facteurs de correction pour l'effet de rugosité, l'équation de Reynolds appliquée au laminage à froid prend la forme :

$$\frac{d}{dx} \left(\Phi_x \frac{h_l^3}{12\eta} \frac{dp_f}{dx} \right) = -\Phi_{xy} \left(\frac{u_r + u_w}{2} \frac{dh_l}{dx} + \frac{h_l}{2} \frac{du_w}{dx} \right) \quad (3.1)$$

avec des facteurs de correction proposés égaux à :

$$\Phi_{xy} = 1, \quad \Phi_x = \begin{cases} \frac{2\sqrt{3}\delta}{h_l}, & h_l < \sqrt{3}\delta \\ 1 + 3\left(\frac{\delta}{h_l}\right), & h_l \geq \sqrt{3}\delta \end{cases} \quad (3.2)$$

où u_r et u_w sont les vitesses du cylindre et de la bande respectivement, h_l est l'épaisseur du film de lubrifiant, η est sa viscosité, δ est la rugosité moyenne du cylindre et de la bande :

$$\delta = \sqrt{\delta_{cyl}^2 + \delta_{bande}^2} \quad (3.3)$$

Le facteur d'écoulement Φ_x est une mesure de l'augmentation ou de la diminution de débit de lubrifiant due à l'interaction des rugosités avec un gradient de pression dans la direction x . Φ_{xy} est une mesure de l'augmentation ou de la diminution de débit de lubrifiant due à une

vitesse de glissement à l'interface. $h_i \geq \sqrt{3}\delta$ correspond au cas où les deux surfaces sont séparées complètement par lubrifiant.

Divers auteurs utilisent par la suite cette forme d'équation de Reynolds. De nombreux modèles plasto-hydrodynamiques basés sur l'équation de Reynolds développée vont apparaître comme par exemple Cahouët [CAH97], Marsault [MAR98], Stephany [STE04], Saniei [SAN06] etc.

3.1.1.2. Modèles en régime mixte

Les modèles en régime mixte combinent à la fois la théorie du régime hydrodynamique dans les vallées et la théorie du régime limite sur les plateaux [MAR98]. La figure 3.2 montre une interface en régime mixte.

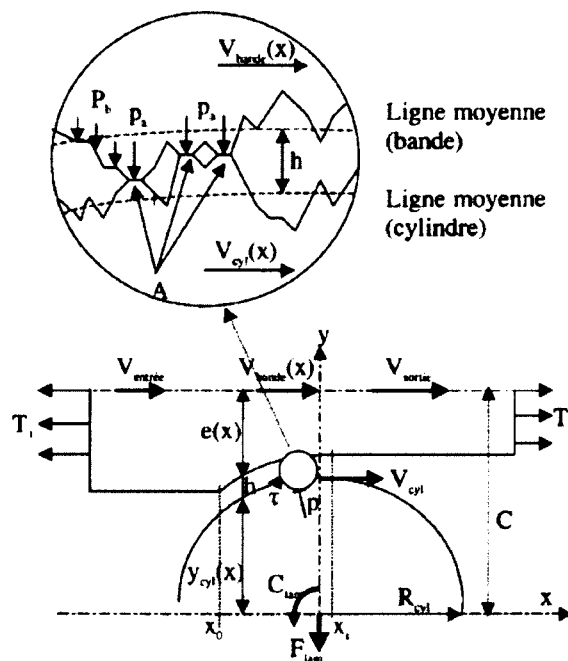


Figure 3.2 : Interface bande-cylindre en régime mixte [MON01]

Le premier modèle de lubrification mixte appliqué au laminage a été présenté par Tsao et Sargent [TSA77]. Dans ce modèle la viscosité est constante. L'épaisseur de film h a été supposée égale à la distance entre les lignes moyennes des surfaces. La rugosité moyenne de la tôle et du cylindre δ est calculée par l'équation 3.3. Le contact entre les aspérités est géré par une aire réelle de contact $A(x)$ qui est calculée à partir de h et δ . Le frottement est

supposé directement proportionnel à cette aire, la contrainte de cisaillement totale à l'interface est la somme du frottement visqueux dans les vallées et du frottement limite sur les plateaux, pondérée par l'aire de contact, soit

$$\tau = A\tau_a + (1-A)\tau_f \quad (3.4)$$

Ce premier modèle de régime mixte ne s'intéressait pas à la répartition de la pression entre les vallées et les plateaux [MON01].

L'approche suivante proposée par Wilson et Sheu [SHE94] ajoute à la répartition de contrainte de frottement une répartition de pression. Dans les vallées on a la théorie du régime hydrodynamique qui calcule l'évolution de variables telles que la pression du lubrifiant p_f et la contrainte de cisaillement visqueuse τ_f . Pour des surfaces rugueuses, il existe une épaisseur de film de lubrifiant à partir de laquelle les vallées sont considérées comme déconnectées entre elles. Le lubrifiant est emprisonné dans les poches : on parle de régime hydrostatique. Sur les plateaux, c'est la théorie du régime limite qui calcule l'évolution de variables telles que la pression des aspérités p_a , l'aire réelle de contact A et la contrainte de cisaillement limite τ_a . Les équations de partage permettent de relier les deux théories entre elles et de faire le lien avec la mécanique du procédé. Elles sont basées sur une idée intuitive simple [MAR98]. La pression totale à l'interface est la somme de la contribution des vallées $(1-A)p_f$ et de celle des plateaux Ap_a , soit

$$p = Ap_a + (1-A)p_f \quad (3.5)$$

C'est le modèle de frottement tribologique (Eq. 3.4) qui remplace les modélisations traditionnelles mais simplificatrices du type frottement de Coulomb ou de Tresca. Il est fonction à la fois de variables internes comme le taux de plateau et de variables externes comme la vitesse de glissement à l'interface qui intervient dans τ_f . Il rend mieux compte des réalités de l'interface en régime mixte et est sensible à la vitesse de laminage.

L'approche (la nouvelle génération des modèles en régime mixte) qui permet de résoudre le problème pour les « vitesses basses » (i.e. faibles épaisseurs) a été proposée par Marsault [MAR98] et a été développée par Stephany et Ponthot [STE04]. Le résumé de cette approche est présenté en figure 3.3.

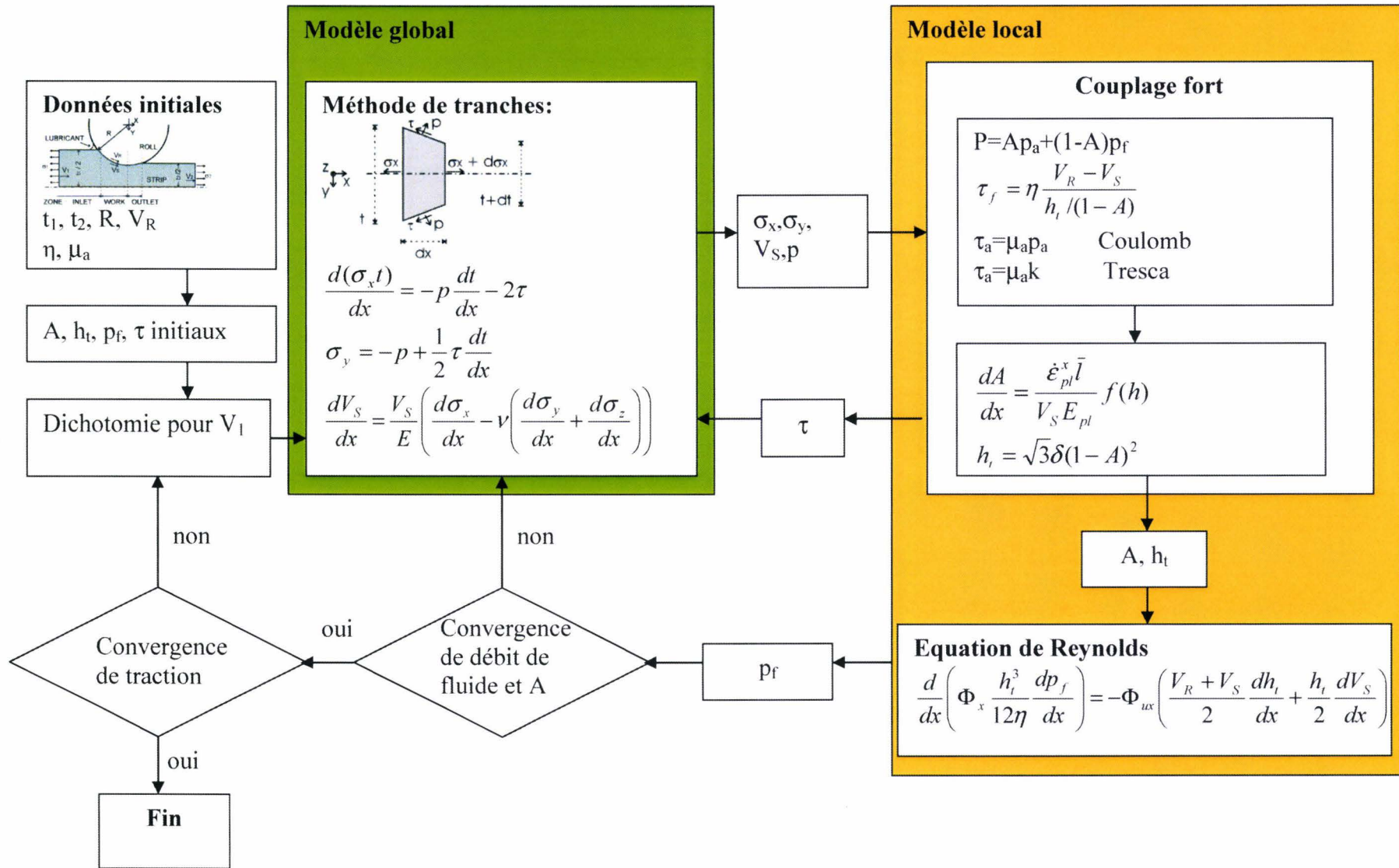


Figure 3.3 : Méthodologie d'étude du laminage en régime mixte développée par Stephany

Où V_R et V_S sont les vitesses du rouleau et de la bande, V_1 est la vitesse d'entrée h_t est l'épaisseur du film de lubrifiant, p_a et p_f sont les pressions sur les aspérités et le fluide, A est l'aire réelle du contact, t_1 et t_2 sont les épaisseurs de la bande initiale et finale, η est la viscosité, δ est la rugosité moyenne, σ_x , σ_y sont les contraintes, τ_a et τ_f sont les contraintes de frottement en surface et dans le fluide, μ_a est le coefficient de frottement sur les aspérités, $E_{pl} = \dot{\epsilon}_{pl} \bar{l} / u_a - u_b$, $\dot{\epsilon}_{pl}$ est la vitesse de déformation le long de la direction du laminage, u_a et u_b sont, respectivement, les vitesses le long de l'axe y de l'aspérité et dans la vallée, l est la demi-distance entre les deux aspérités et $f(h)$ est le taux de distribution de la rugosité de surface.

Pour les conditions aux limites il est naturel de prendre $p=0$ en entrée et $p=0$ en sortie (comme c'est supposé dans le modèle de Stephany et Ponthot). Mais intégrer de cette façon conduit à des invraisemblances (la pression passe en général en dessous de 0). Il faut écrire une condition de cavitation en sortie de contact, par exemple $p=0$ et $dp/dx = 0$ en un point inconnu x_s [MON00].

Ce modèle de lubrification en régime mixte couplé à un modèle de laminage permet d'étudier l'influence de certains paramètres des procédés ou de la nature du matériau. Par contre le piégeage de lubrifiant n'est pas pris en compte et le modèle ne donne pas de précisions sur la forme d'aspérité finale. Or, la rugosité finale à l'échelle d'une aspérité, en terme de volume, de forme et de profondeur, a un intérêt majeur dans notre étude pour aboutir à un aspect de surface maîtrisé en terme de brillance notamment. Dans ce but on a étudié quelques modèles qui ne concernent pas le laminage mais qui étudient le contact à l'échelle de l'aspérité c'est-à-dire à l'échelle mésoscopique.

3.1.2. Approche mésoscopique

3.1.2.1. Modèle numérique (Stephany et Sutcliffe)

Le modèle suivant présente le test de compression en contraintes planes [STE05]. Le modèle a quatre parties : une cavité avec du fluide, l'outil rigide, la pièce élasto-plastique et la fuite de fluide via l'interface entre la pièce et l'outil (Fig. 3.4). La pièce est constituée d'un matériau élasto-plastique de type Von Mises. La cavité de fluide est supposée triangulaire. A l'intérieur, le fluide est supposé hydrostatique. La pression est uniforme dans la cavité. La

ligne centrale de la pièce est considérée comme plan de symétrie. L'outil est modélisé comme une surface lisse rigide qui descend avec une vitesse constante.

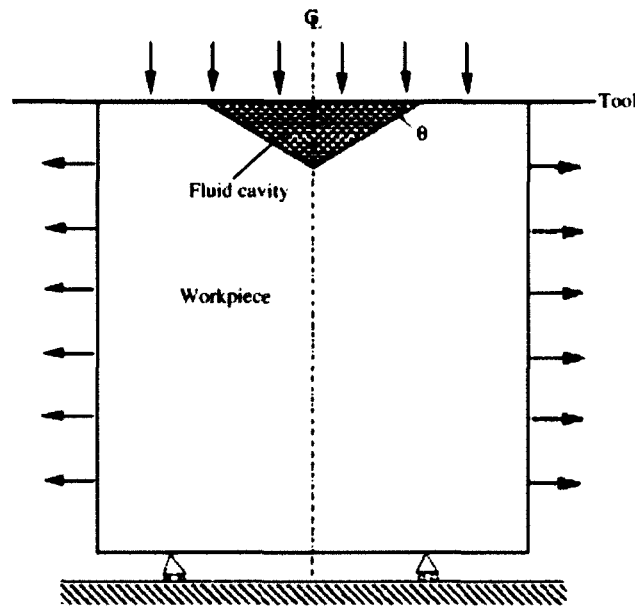


Figure 3.4 : Modèle du test de compression en contraintes planes [STE05]

Pour modéliser la cavité avec du fluide, une fonction spécifique de ABAQUS est utilisée (élément T2D2). La fonction *FLUIDLINK permet d'évacuer le fluide de la cavité. Le fluide peut être défini de deux façons différentes. Il peut être soit un fluide incompressible pneumatique modélisé comme un gaz idéal soit un fluide hydraulique modélisé comme incompressible ou presque incompressible. Dans les travaux de Stephany, le fluide est supposé hydraulique avec une compressibilité limitée. Alors la relation entre le volume de fluide V et la pression hydrostatique P est :

$$\frac{dV}{dP} = -\frac{m}{\rho K} \quad (3.6)$$

Où m est la masse, ρ la densité, K le module de compressibilité.

Les nœuds qui définissent la cavité avec le fluide sont les mêmes que les nœuds de bornes des éléments qui entourent la cavité. Le centre de la cavité est défini comme le nœud de référence comme sur la figure 3.5.

Le volume de fluide qui sort de la cavité est

$$q = C_v \frac{P_{CAV} - P_{REF}}{\rho} \quad (3.7)$$

où C_v est le coefficient de fuite par unité de gradient de pression, P_{CAV} est la pression dans la cavité, P_{ref} est la pression de référence qui est supposée égale à zéro dans leurs calculs.

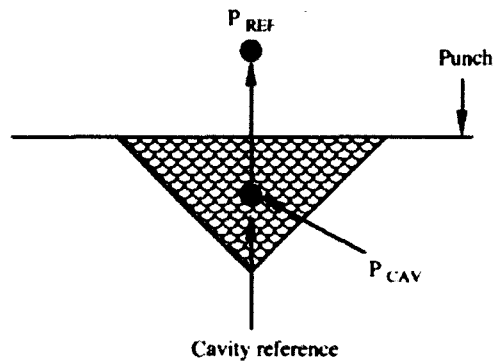


Figure 3.5 : Élément de fluide hydrostatique [STE05]

L'algorithme statique avec un schéma d'intégration non-linéaire est utilisé. Cela convient au procédé de mise en forme des métaux avec une vitesse basse où l'effet hydrodynamique dans le fluide est insignifiant. L'approche dynamique est nécessaire pour les opérations de haute vitesse où le modèle MPHD convient.

Pour trouver le paramètre C_v l'équation de Reynolds sans le terme de Couette est utilisée :

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} \quad (3.8)$$

où η est la viscosité de fluide, h l'épaisseur du film et P est la pression de fluide.

Ces travaux nous ont permis de comprendre qu'il était tout à fait possible de gérer la fuite de lubrifiant d'une cavité à l'autre sous ABAQUS. Dans notre étude, on introduira l'équation de Reynolds avec le terme de Couette dans la modélisation et la perte de fluide dans l'expression du débit prendra la forme :

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} + \frac{u_r - u_w}{2} h \quad (3.9)$$

où u_w et u_r sont les vitesses de la bande et du cylindre.

3.1.2.2. Modèle expérimental (Bech et Bay)

Dans les opérations de mise en forme des métaux qui utilisent un lubrifiant liquide la lubrification mène souvent au lubrifiant emprisonné dans les poches fermées sur la surface de la bande. Ce mécanisme a une grande influence sur le frottement ainsi que sur la topographie de surface finale.

L'étude de la Lubrification Micro Plasto Hydrodynamique (MPHL) a été introduite par Mizuno et Okamoto [MIZ82] puis développée par Bech et Bay [BEC98]. Ici, on présente son modèle théorique composé de deux mécanismes de fuite de lubrifiant de la poche.

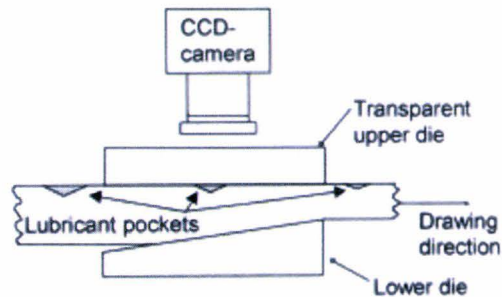


Figure 3.6 : Ebauche schématique de l'équipement expérimental [BEC98]

L'observation expérimentale a montré la fuite de lubrifiant de la cavité sur les plateaux voisins pendant la déformation. La direction de l'entraînement de la bande est de gauche à droite (Fig.3.6). Le lubrifiant peut sortir par l'avant ou par l'arrière de la poche ou encore par les deux en même temps. La fuite arrière définie comme Lubrification Micro Plasto HydroDynamique (MPHDL) est due aux forces d'entraînement liées à la vitesse relative entre la bande et l'outil. La fuite avant interprétée ici comme Lubrification Micro Plasto HydroStatique (MPHSL) apparaît quand la pression hydrostatique dans la cavité enfermée est supérieure à la pression sur la surface d'à côté.

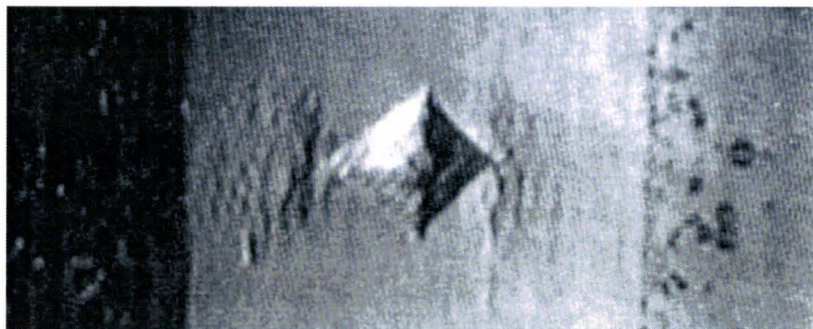


Figure 3.7 : Observation expérimentale de la fuite de lubrifiant [LEN02]

Les mesures des profils de rugosité autour des poches après l'essai confirment les observations visuelles (Fig. 3.7). La figure 3.8 a) montre la fuite de lubrifiant par l'arrière de la poche c'est à dire la fuite de lubrifiant hydrodynamique et la figure 3.8 b) par l'avant de la poche c'est à dire la fuite hydrostatique.

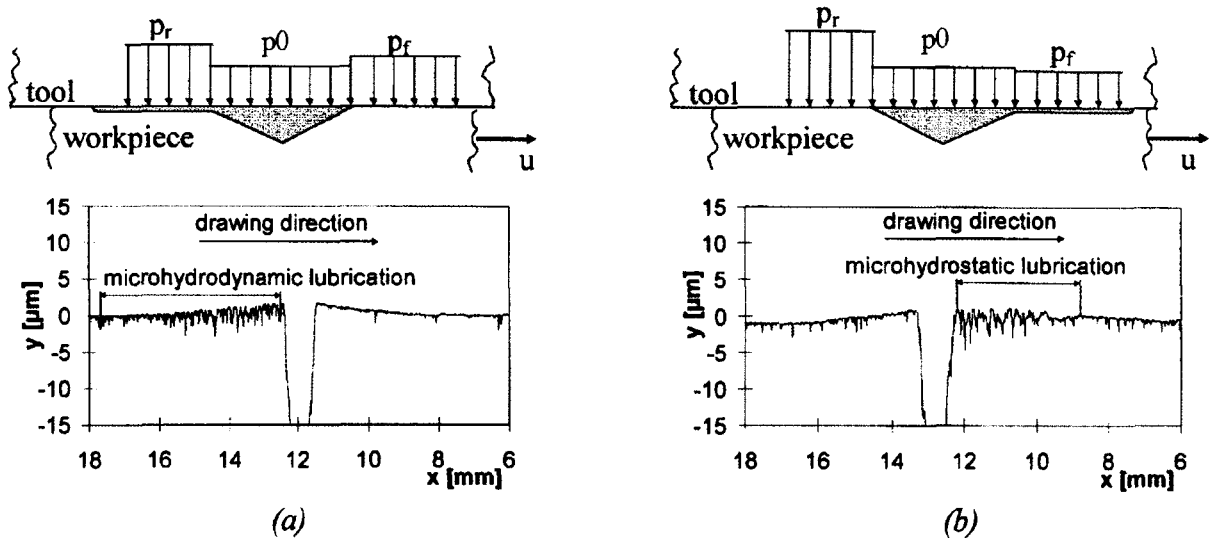


Figure 3.8 : Principes de fuite de lubrifiant. a) MPHDL b) MPHSL [BEC98]

Analyse théorique de MPHSL et MPHDL

Les mécanismes de MPHSL et MPHDL sont analysés en combinant la mécanique du solide et la mécanique des fluides.

La pression de contact est déterminée par la méthode des tranches. Dans ce cas, la pression diminue vers la zone de sortie (Fig. 3.9).

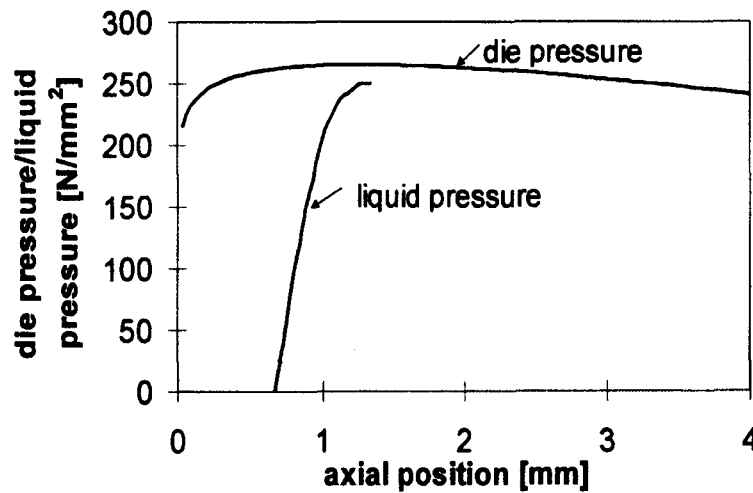


Figure 3.9 : Pression de fluide et pression de contact [BEC98]

Pendant la déformation plastique de la bande, la pression hydrostatique p_0 (Fig. 3.8), la pression dans le lubrifiant enfermé dans la poche, augmente. Le volume de la cavité a été estimé à l'aide de mesures expérimentales. La pression hydrostatique du lubrifiant enfermé

dans la cavité peut être calculée. La pression du lubrifiant est une fonction de la position du centre de la poche. La pression commence à croître que lorsque toute la cavité est complètement fermée.

L'augmentation de la pression hydrodynamique, la pression dans le film de lubrifiant, peut provoquer la fuite de lubrifiant de la cavité. Sur la base des résultats expérimentaux, un modèle mathématique a été mis en place. Supposons la pression de lubrifiant enfermée dans la cavité p_0 et celles des plateaux p_r pour le plateau arrière et p_f pour le plateau avant. La direction de mouvement de la bande est de gauche à droite. La fuite de lubrifiant provoque l'augmentation de la pression hydrodynamique $p_{dyn} = p_r - p_0$. L'augmentation de la pression hydrodynamique est calculée numériquement comme une fonction de la pression hydrostatique p_0 , de la géométrie du plateau de poche $h(x)$, de la vitesse u et de la viscosité η .

3.1.2.3. Application au laminage à froid

Suite à la synthèse bibliographique de travaux de Bech et Bay [BEC98] présentée ci-dessus, dans notre modèle de laminage on appellera le *débit hydrodynamique* la perte de fluide due au mouvement relatif entre le cylindre et la bande $q_h = \frac{u_r - u_w}{2} h$ i.e. le terme de Couette dans l'équation de Reynolds, qui est l'analogie de MPHDL. Et on appellera le *débit visqueux (hydrostatique)* la perte due à la différence de pression entre les cavités

$q_v = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx}$ i. e. le terme de Poiseuille dans la même équation, qui est analogue MPHSL.

Dans notre cas on étudie un échange de fluide entre les cavités, le fluide ne fuit pas à l'extérieur de l'emprise mais va d'une cavité à l'autre. Donc dans le cas du débit visqueux la différence de pression est la différence de pression entre les deux cavités voisines. La distribution de pression pour le procédé de laminage à froid a une forme de collines (Fig. 3.10) ce qui signifie que la perte de fluide liée au débit visqueux n'est pas toujours avant la cavité (comme dans le cas de MPHSL) car la différence de pression (dP) change de signe. De même, pour le débit hydrodynamique on n'a pas toujours perte de fluide par l'arrière de la cavité (comme dans le cas de MPHDL) car la différence de vitesse $u_r - u_w$ change de signe après le point neutre [DEL01], la vitesse de la bande devient plus élevée que la vitesse de cylindre.

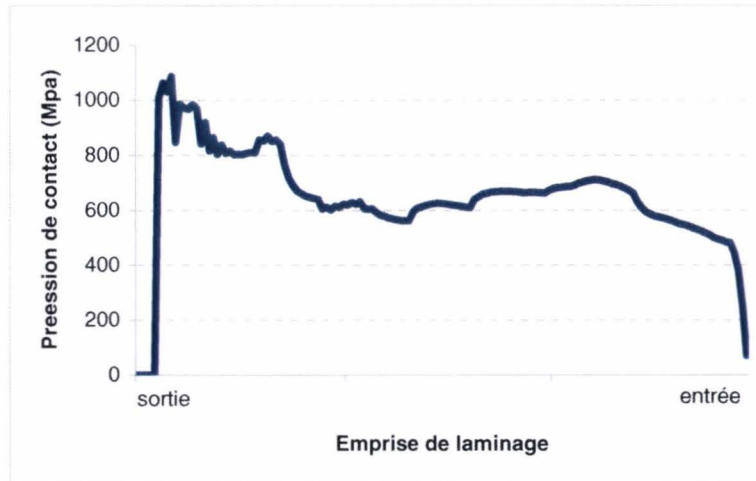


Figure 3.10 : distribution de pression au cours de laminage à froid

3.2. Caractérisation d'un matériau

3.2.1. Loi de comportement de l'acier inoxydable

L'érouissage de la surface de la bande est provoqué par l'opération de grenailage avant le décapage. L'influence de la couche grenillée sur les caractéristiques mécaniques ne peut pas être ignorée. Le comportement rhéologique de la bande doit donc faire l'objet de deux identifications pour la surface et le cœur.

3.2.2. Loi de comportement globale

La loi de comportement du matériau à cœur est obtenue grâce aux essais de bipoçonnement chez ArcelorMital. C'est la loi de comportement Mosar [DIE94] :

$$\sigma = \left(\frac{A}{T^N} + B \times \bar{\epsilon} \right) \times (1 - C \exp(-D \times \bar{\epsilon})) \quad (3.10)$$

avec σ la contrainte d'écoulement courante et A, B, C, D, N, T égaux à

AISI430

A = 99.48 D = 2.7
 B = 12 N = 0.08
 C = 0.2 T = 60

AISI304

A = 157 D = 5.5
 B = 27.5 N = 0.091
 C = 0.528 T = 60

Les propriétés élastiques de l'acier sont issues de données bibliographiques :
 $E = 210000 \text{ MPa}$ et $\nu = 0.28$.

3.2.3. Loi de comportement locale

3.2.3.1. Rappel sur la méthode inverse

Au sein du laboratoire LAMIH, des travaux concernant la caractérisation de la couche ont été effectués (acier galvanisé) [HUA05], (outil revêtu) [VER00]. L'identification repose sur une méthode inverse impliquant un essai de micro indentation Brinell et une modélisation par éléments finis de l'essai. La simulation numérique permet d'ajuster les paramètres de la loi de comportement pour atteindre la convergence des diamètres d'empreintes numériques et expérimentaux.

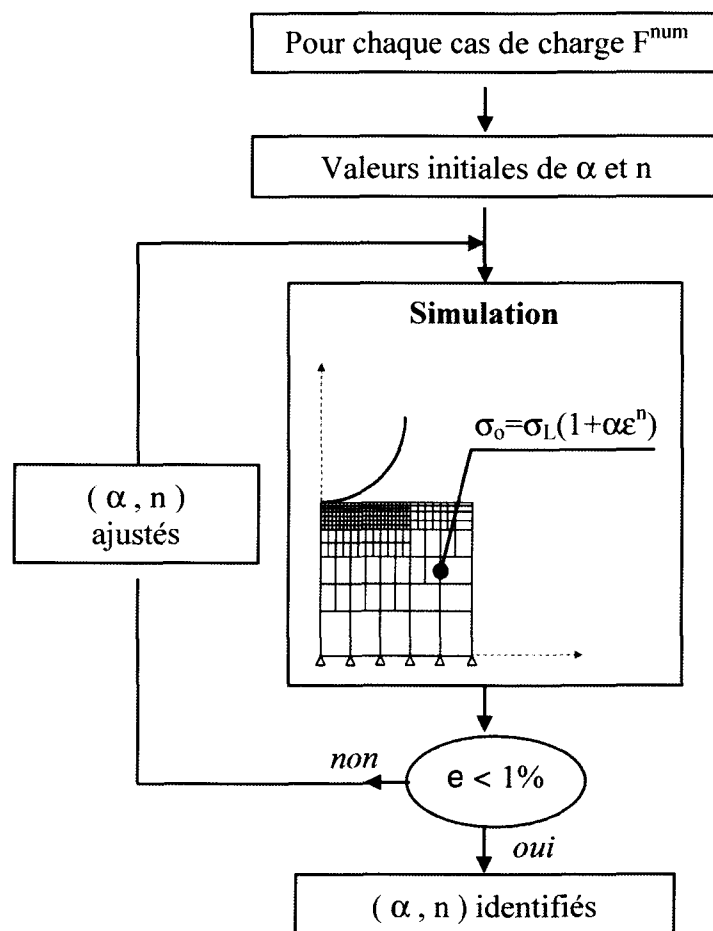


Figure 3. 11 : Schéma itératif pour l'identification des termes de la loi de comportement

Pour chaque charge, les paramètres α et n de la loi de Ludwik ($\sigma = \sigma_e + \alpha \epsilon^n$) sont déterminés avec un schéma itératif sur massif monocouche (Fig. 3.11). Les paramètres de la loi sont validés lorsque la convergence entre les diamètres numériques et expérimentaux est atteinte.

L'identification des couples (α, n) relatifs à tous les cas de charges conduit à l'identification d'un réseau de loi discrètes. Ces lois sont représentées sur leurs domaines de validité, limités chacune par la déformation plastique maximale observée dans le massif. Chaque loi obtenue constitue une solution partielle au chemin de déformation du chargement considéré.

La construction de la loi globale est menée par interpolation des valeurs maximales de contraintes d'écoulement et de déformation plastique équivalente qui bornent le domaine de validité de chaque loi partielle.

3.2.3.2. Application à l'acier inoxydable

L'identification de la couche grenillée d'un acier inoxydable repose toujours sur une méthode inverse (Fig. 3.12). Mais elle fait intervenir un essai expérimental de micro dureté Vickers avec une simulation numérique de l'essai. L'indentation Vickers est préférée à l'indentation Brinell car l'état de surface de la tôle n'est pas favorable à une bonne visualisation des empreintes circulaires.

Le paramètre de convergence du schéma d'identification est la profondeur d'empreinte expérimental h_{exp} , obtenu sous une charge F . La simulation numérique de l'essai Vickers reproduit le test sous le cas de charge F et les termes de la loi de comportement sont ajustés pour atteindre une profondeur d'empreinte numérique h_{num} proche du cas physique. Cet ajustement consistera en un décalage de la loi de comportement de base pour tenir en compte de l'érouissage imposé par le grenillage.

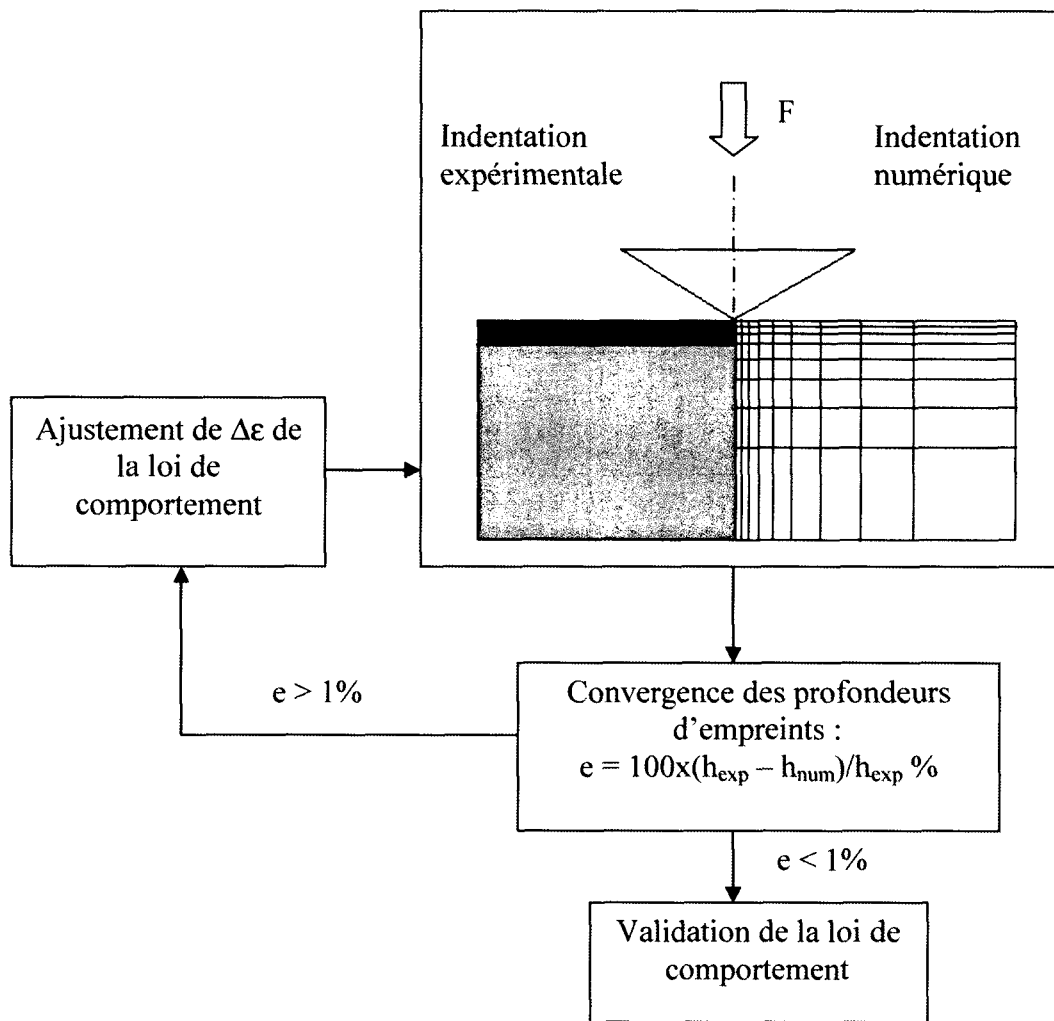


Figure 3.12 : Schéma itératif pour l'identification des termes de la loi de comportement

3.2.3.3. Essai de dureté Vickers

La mesure de dureté Vickers HV se fait avec une pointe pyramidale normalisée en diamant, de base carrée et d'angle au sommet entre faces égal à 136° [PER03] (Fig. 3.13).

On obtient la valeur d en effectuant la moyenne de d_1 et d_2 .

$$HV = \frac{1}{g} \frac{2F \sin\left(\frac{136^\circ}{2}\right)}{d^2} = 0.189 \frac{F}{d^2} \quad (3.11)$$

Où F est le charge d'essai (N), g est l'accélération gravitationnelle (m/s^2) et d est la diagonale

moyenne mesurée $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (mm).

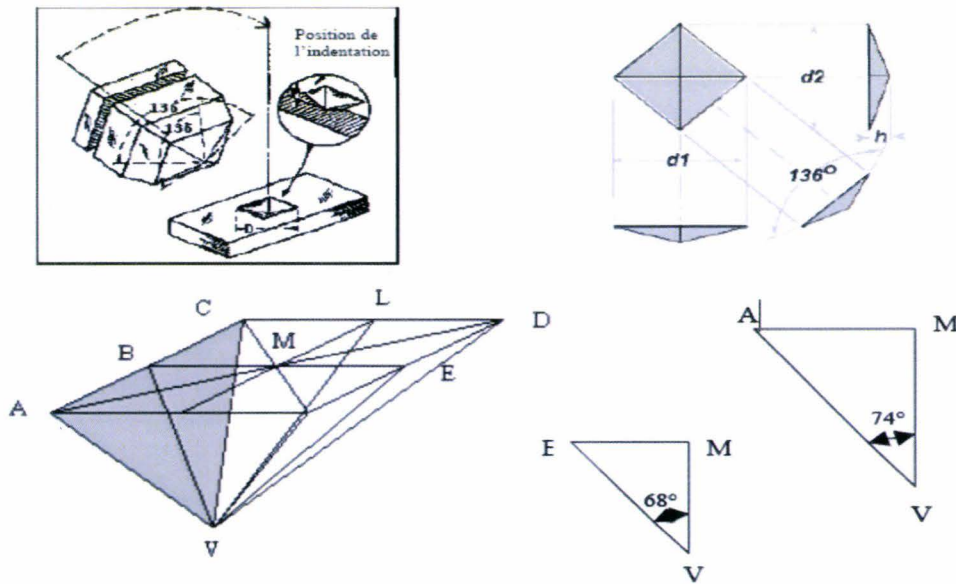


Figure 3.13 : Schéma de l'indenteur Vickers [PER03]

Le but de notre essai n'est pas de définir la dureté mais de mesurer la diagonale de la trace laissée par l'indenteur sous plusieurs cas de charges. Les charges utilisées sont 0.5, 1, 3, 5, 10 N. Pour éviter l'interaction entre les zones plastiques produites par deux indentations celles-ci sont distantes de 3 fois le diamètre d'empreinte. Pour chaque cas de charges 30 indentations avec 2 mesures de diagonales par indentation sont réalisées (Fig.3.14).

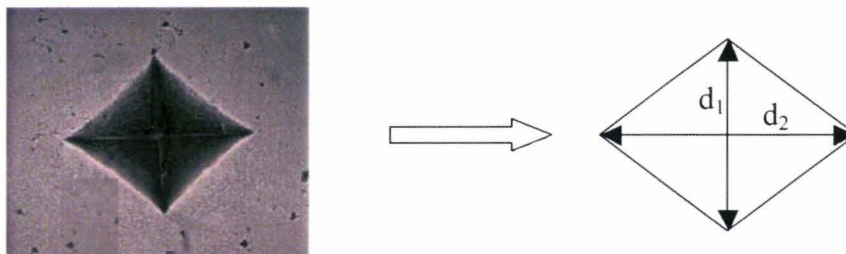


Figure 3.14 : Mesure des diamètres d'empreint d

L'évaluation du diamètre représentatif du chargement appliqué doit satisfaire l'analyse statistique telle que le test de Kolmogorov-Smirnov [Annexe 1] qui vérifie la normalité des essais expérimentaux. Si le test n'est pas validé une nouvelle série d'indentation est réalisé et le test statistique est relancé. Pour chaque charge on associe un diamètre d'indentation moyen.

Lors de la simulation numérique de l'essai de dureté, mesurer la diagonale pose des difficultés et dans ce cas là mesurer la profondeur d'indentation semble plus évident. Donc, par la suite nous avons utilisé la profondeur au lieu de la diagonale et pour nos essais

expérimentaux on calcule la profondeur d'indentation h avec la formule $h = d/\text{tg}(148^\circ)$ (Tab. 3.1). On considère le retour élastique uniquement vertical.

Charge (N)	h (AISI304) (μm)	h (AISI 430) (μm)
0.5	2,47	2,96
1	3,41	4,28
3	6,37	7,55
5	8,1	9,8
10	12,04	14,13

Tableau 3.1 : Bilan des profondeurs d'empreinte moyennes pour les deux types d'acier

3.2.3.4. Simulation numérique de l'essai de dureté

Un des désavantages de l'essai Vickers par rapport à celui de type Brinell est le fait de ne pas pouvoir modéliser en 2D. On est obligé de le faire en 3D ce qui est plus coûteux en temps de calcul. La forme d'indenteur permet de ne modéliser qu'un quart.

L'indenteur Vickers utilisé dans le test de micro dureté n'a pas une géométrie parfaite. Parmi les défauts géométriques les plus importants on peut noter le défaut « offset ». L'importance de ce défaut est liée aux erreurs introduites dans la zone d'évaluation expérimentale. Antunes et al [ANT06] proposent d'utiliser la géométrie de l'indenteur dans la simulation numérique avec un bout coupé comme c'est présenté sur la figure 3.15. Dans notre modèle, la dimension a est égale à $6 \mu\text{m}$

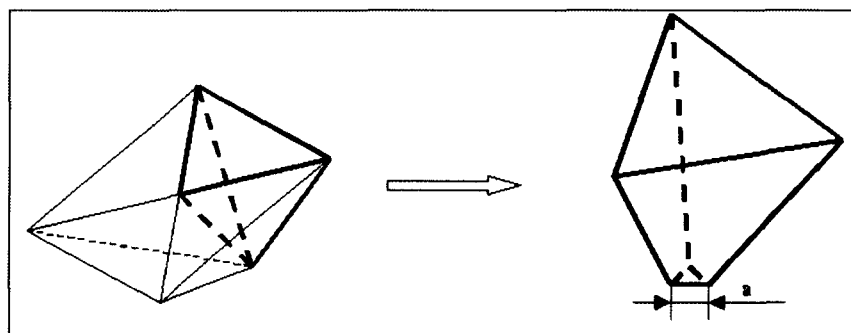


Figure 3.15 : Modélisation de l'indenteur

La pyramide est supposée rigide indéformable. Le massif indenté mesure 1mm^3 . Il contient 5000 éléments à 8 nœuds et à 8 points d'intégration. Les nœuds de la face inférieure du modèle sont bloqués dans la direction d'indentation pour représenter les conditions de l'essai expérimental. La zone de contact est maillée plus finement et on réduit la densité de maillage dans les autres zones du modèle. Le coefficient de frottement utilisé est celui de référence proposé par Antunes [ANT06] ($\mu = 0.16$). Pour l'identification de la loi de comportement de la couche la loi Mosar est appliquée à tout le massif (Fig. 3.16) ce que va permettre de dégager une première conclusion.

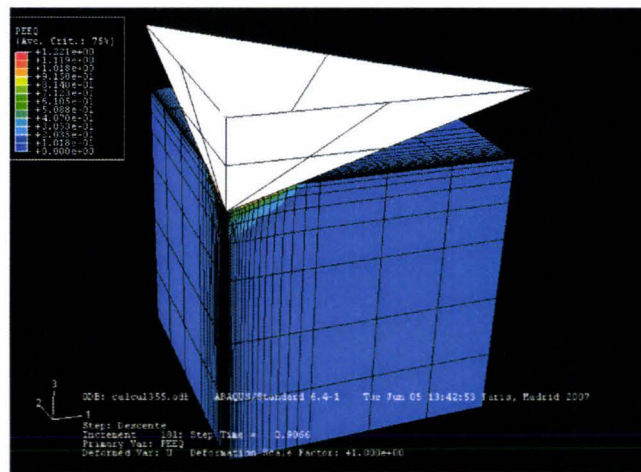


Figure 3.16 : Modèle éléments finis de l'essai d'indentation Vickers

Les tableaux 3.2 et 3.3 montrent les résultats des essais numériques et expérimentaux pour les deux types d'aciers. On observe une grande différence (jusqu'à 16%) entre les essais pour l'acier austénitique AISI304, ce qui confirme bien la présence d'une couche grenillée. Par contre pour l'acier ferreux AISI430 qui est moins dur, la différence entre les essais numérique et expérimental est négligeable (jusqu'à 5%). Donc dans la suite on va tenir compte de la couche grenillée uniquement pour l'acier AISI304.

Charge (N)	h (essai) (μm)	h (simulation) (μm)	Différence (%)
0.5	2.47	2.88	14.5
1	3.41	4.06	16
3	6.37	7.02	9.5
5	8.1	9.04	10
10	12.04	14.02	14

Tableau 3.2 : Bilan des profondeurs d'empreintes numérique et expérimentale pour AISI304

Charge (N)	h (essai) (μm)	h (simulation) (μm)	Différence (%)
0.5	2.96	2.96	0
1	4.28	4.2	2
3	7.55	7.18	5
5	9.8	9.29	5
10	14.13	14.42	-2

Tableau 3.3 : Bilan des profondeurs d’empreintes numérique et expérimentale pour AISI430

3.2.3.5. Identification de la loi

Dans le cas d’essai Vickers, on a sensiblement le même niveau de plastification pour tous les cas de charge à la différence du cas de l’essai Brinell. Cela nous permet de définir la loi de comportement de la couche grenillée comme une loi de comportement de l’acier Mosar décalée sur l’axe de déformation plastique équivalente pour une valeur $\Delta\varepsilon$ (écrouissage initial):

$$\sigma = \left(\frac{A}{T^N} + B \times (\bar{\varepsilon} + \Delta\varepsilon) \right) \times (1 - C \exp(-D \times (\bar{\varepsilon} + \Delta\varepsilon))) \quad (3.12)$$

Pour chaque charge, $\Delta\varepsilon$ de la nouvelle loi de comportement est déterminé avec un schéma itératif sur massif monocouche. Le paramètre $\Delta\varepsilon$ est validé lorsque la convergence entre les profondeurs numérique et expérimentale est obtenue.

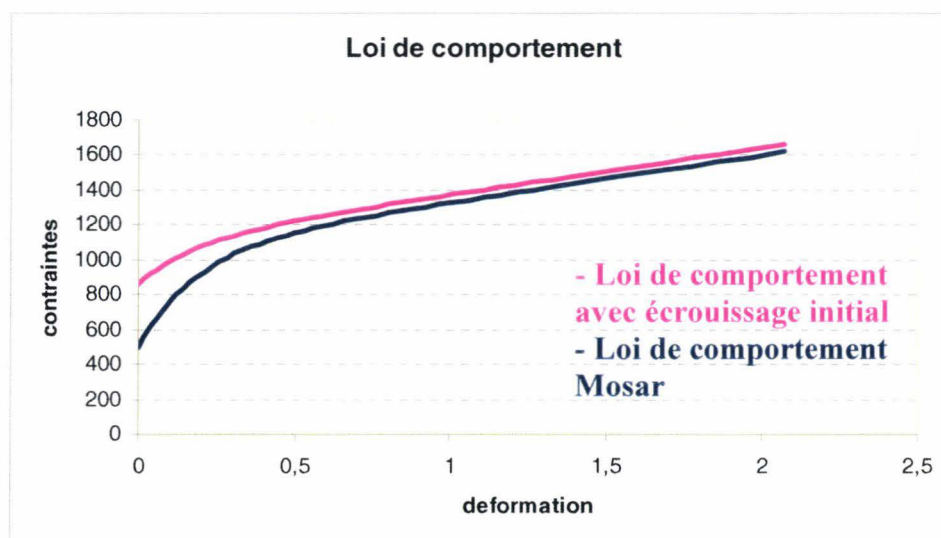


Figure 3.17: Détermination de la loi globale

Le paramètre $\Delta\varepsilon$ est ensuite identifié et il est égal à 0.16 (l'identification est faite uniquement pour l'acier AISI304). La loi de comportement de la couche grenillée est logiquement située au-dessus de la loi de comportement du matériau à cœur. L'écart maximal entre ces deux lois atteint 50% en contrainte (Fig. 3.17).

Il nous reste à définir l'épaisseur de la couche grenillée. Son identification se fait avec des indentations Vickers le long de toute l'épaisseur de l'acier (3mm). Les indentations ont été faites à différentes profondeurs et on peut voir l'évolution de dureté selon la zone d'indentation (Fig. 3.18). On observe la pente la plus importante jusqu'à une épaisseur d'environ 300 μm , donc on suppose cette épaisseur comme étant l'épaisseur de la couche affectée par le grenillage. On peut aussi remarquer une différence de dureté entre la couche et le matériau à cœur de 25%.

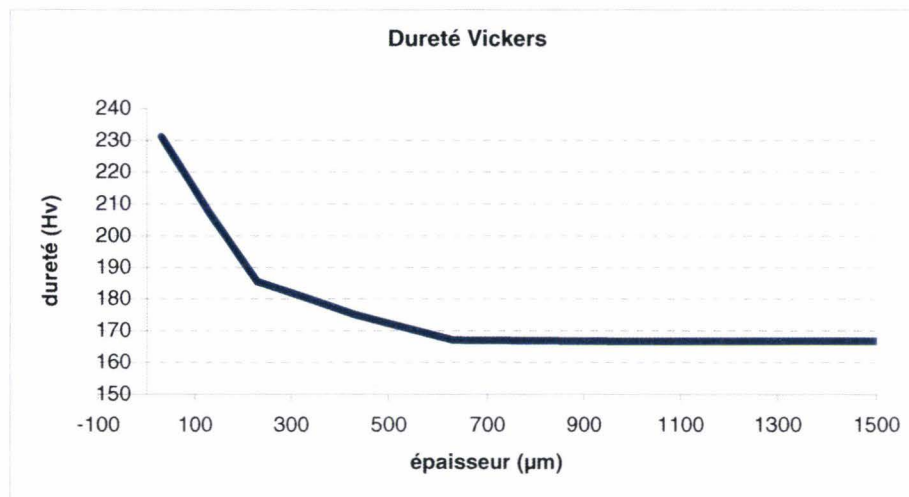


Figure 3.18 : Evolution de dureté suivant l'épaisseur

3.3. Caractérisation d'un lubrifiant

Deux paramètres principaux caractérisent un fluide lubrifiant. Ce sont sa masse volumique et sa viscosité. On fait le point sur ce deuxième paramètre pour les lubrifiants de type huile minérale de faible viscosité que l'on utilise lors l'opération de laminage à froid.

Un fluide de viscosité mal adaptée peut entraîner des ennuis plus ou moins graves tels que une usure exagérée par augmentation du frottement, des fuites, etc.

Une viscosité trop forte crée un frottement interne plus grand, augmente la température, avec tout ce que cela comporte, et accroît la consommation de puissance. Une viscosité trop faible favorise les fuites.

La stabilité de la viscosité n'est pas une chose facile à réaliser. Il faut tout d'abord que l'indice de viscosité soit bon, que le fluide en vieillissant n'augmente pas trop en viscosité, qu'il soit peu sensible au cisaillement. Il faut aussi tenir compte que la viscosité augmente avec la pression (de 15 à 45 % pour 100 MPa).

Étant donné que les masses volumiques des fluides synthétiques sont disparates, il vaut mieux considérer les viscosités absolues dynamiques plutôt que les viscosités cinématiques [DAL99]

3.3.1. Viscosité

La viscosité caractérise la résistance d'un fluide à l'écoulement. Elle résulte de la résistance qu'opposent les molécules du fluide à des efforts qui tendent à les déplacer par glissement relatif [DAL99]. Comme la viscosité repose sur les interactions moléculaires, elle est très sensible à la température et à la pression.

La viscosité absolue ou viscosité dynamique η (de cisaillement), mesurée en pascal-seconde (Pa.s) ou poise (P) est le paramètre le plus important pour caractériser un fluide.

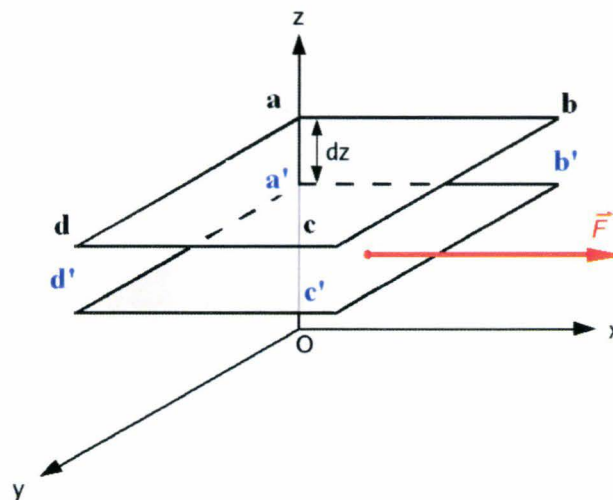


Figure 3.19 : schéma de la définition de la viscosité

Une façon de définir la viscosité dynamique est de considérer deux couches d'un fluide notées abcd et a'b'c'd', la couche abcd étant animée d'une vitesse relative par rapport à a'b'c'd'

notée dv et dirigée suivant x . Sous l'effet de la viscosité, une force F s'exerce sur la couche a'b'c'd' (Fig. 3.19). La viscosité dynamique η est définie par l'équation (3.13)

$$F = \eta \cdot S \frac{dv}{dz} \quad (3.13)$$

où S est la surface de chaque couche, et dz l'épaisseur de fluide séparant les deux couches.

L'utilisation de la viscosité cinématique $\nu = \eta/\rho$ est assez courante. Son unité est m^2/s ou stokes (St). Le principe de caractérisation de la viscosité cinématique est basé sur l'application de la loi Poiseuille donnant la relation entre le débit volumique d'un liquide newtonien s'écoulant en régime laminaire dans un tube capillaire calibré et sa perte de charge linéaire dp/dx [DAL99]. La viscosité cinématique est mesurée à partir de l'écoulement d'un certain volume d'huile dans un tube capillaire conformément à cette loi de Poiseuille.

Dans le domaine de la mécanique du contact lubrifié il est bien connu que la viscosité influence de manière prépondérante le champ de pression dans le cas des effets hydrodynamiques et d'écrasement. Les paragraphes suivants le montreront.

3.3.2. Fluide newtonien vs fluide non-newtonien

Les huiles newtoniennes, c'est-à-dire les huiles minérales et synthétiques ne comportant pas d'additif améliorant l'indice de viscosité, sont dites incisillables, ce qui signifie que leur viscosité ne varie pas lorsqu'elles sont soumises à un cisaillement dans les organes mécaniques rapides à faibles jeux de fonctionnement, tels que paliers, engrenages, segmentations, pompes hydrauliques, injecteurs, etc [AYE96].

Newton a défini la viscosité dynamique η comme le rapport entre la contrainte de frottement τ et la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$ [HEL04] :

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\epsilon}} \quad (\text{ou } \tau = \eta \dot{\epsilon}) \quad (3.14)$$

Cette loi est valable pour un milieu continu homogène où les efforts intérieurs sont représentés par un tenseur des contraintes symétrique. Les fluides obéissant à cette loi linéaire sont dits « newtoniens ». D'une manière générale, ce sont des milieux à mémoire mécanique infiniment courte. Dans la loi (3.14), la dépendance vis-à-vis de la pression est prise en compte dans la viscosité η . Cet aspect sera développé dans le paragraphe suivant avec les lois de piézoviscosité.

On peut aussi noter un écart par rapport à ce type de comportement pour certains fluides. Ce sont les fluides « non-newtoniens ». Un fluide est dit non newtonien lorsque le tenseur des contraintes visqueuses n'est pas une fonction linéaire du tenseur des déformations. Autrement dit, lorsque sa déformation n'est pas directement proportionnelle à la force qu'on lui applique. Alors on peut classer les fluides selon son comportement rhéologique en deux catégories : les fluides newtoniens et les fluides non-newtoniens ». Dans notre travail on va s'intéresser au fluide newtonien car le fluide non newtonien nécessite la connaissance de la loi décrivant son comportement. Aussi, on fait l'hypothèse d'un fluide newtonien afin de pouvoir appliquer l'équation de Navier-Stokes dans la suite.

3.3.3. Piézoviscosité

Dans ce paragraphe on va présenter quelques lois définissant la viscosité dynamique par rapport à la pression.

La plus simple est la loi de Barus [HEL04] :

$$\eta(p) = \eta_0 \exp[\gamma(p - p_0)] \quad (3.15)$$

où η_0 est la viscosité du fluide à la pression atmosphérique de référence p_0 à température ambiante et γ est le coefficient de piézoviscosité. Généralement en élastohydrodynamique à cause des fortes pressions rencontrées on considère p_0 nulle. Le coefficient de piézoviscosité α varie selon la nature de lubrifiant.

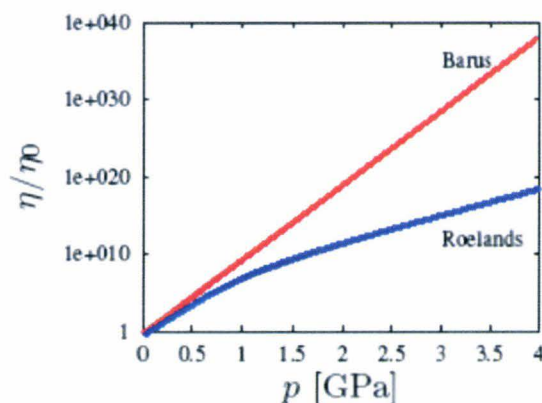


Figure 3.20 : évolution de la viscosité avec la pression [HEL04]

Cette loi surestime la viscosité de l'huile avec la pression élevée. La loi de Roelands est plus adaptée aux pressions plus élevées [HEL04]:

$$\eta(p) = \eta_0 \exp \left[\ln \frac{\eta_0}{\eta_r} \left(\left(1 + \frac{p - p_0}{p_r} \right)^z - 1 \right) \right] \quad (3.16)$$

où p_r est une constante du modèle valant 196.2 MPa, η_r est la viscosité de référence telle que $\ln \eta_r = -9.668$ et z est l'index de piézoviscosité dont la valeur est donnée en remarquant l'égalité des pentes $p = p_0$ entre cette loi et celle de Barus (Fig. 3.20). On établit ainsi $z = (\alpha p_r) / \ln(\eta_0/\eta_r)$.

Par ailleurs Chu et Cameron [CHU62] ont suggéré pour les hautes pressions de l'ordre du GPa la loi suivante :

$$\eta(p) = \eta_0(1 + Cp)^n \quad (3.17)$$

où C et n sont des constantes inhérentes au fluide considéré et sont fonction de sa structure moléculaire et de ses caractéristiques physiques, de sa rigidité ainsi que sa relation viscosité-température. Cette relation conduisant à une augmentation modérée de la viscosité en fonction de la pression n'est pas acceptable d'un point de vue physique selon Vergne et Nélias [VER85]. En effet, même si une concordance des résultats a été observée pour les hautes pressions cette loi ne décrit plus la réalité lorsque la viscosité augmente brutalement vers la pression de transition vitreuse.

La loi de Barus est la loi la plus utilisée notamment pour sa maniabilité mathématique en terme de résolutions analytiques même si elle surestime la valeur de la viscosité pour les hautes pressions. Cette loi sera donc utilisée dans notre modèle pour sa simplicité et la connaissance des coefficients.

3.4. Modèle fluide-structure

La résolution du problème plasto-hydrodynamique nécessite le couplage de l'analyse de la lubrification hydrodynamique et de l'étude des déformations élasto-plastiques de la bande. On s'intéresse à l'équilibre du réseau des cavités dans l'emprise de laminage à froid. Le couplage fluide-structure fort permet de résoudre des équations solide et fluide au niveau de la poche. En même temps on prend en compte la circulation de fluide entre les cavités avec la correction de volume. La méthode comporte deux séquences de temps discrétisé (Fig. 3.21).

- La première séquence présente le couplage fluide-structure fort avec utilisation de la poche hydrostatique qui simule la prise de lubrifiant. Dans cette partie la déformation de la bande est élasto-plastique.
- La deuxième séquence présente la prise en compte de la dynamique du fluide entre chaque vallée en utilisant la géométrie déformée de l'aspérité, la pression de lubrifiant et les vitesses.

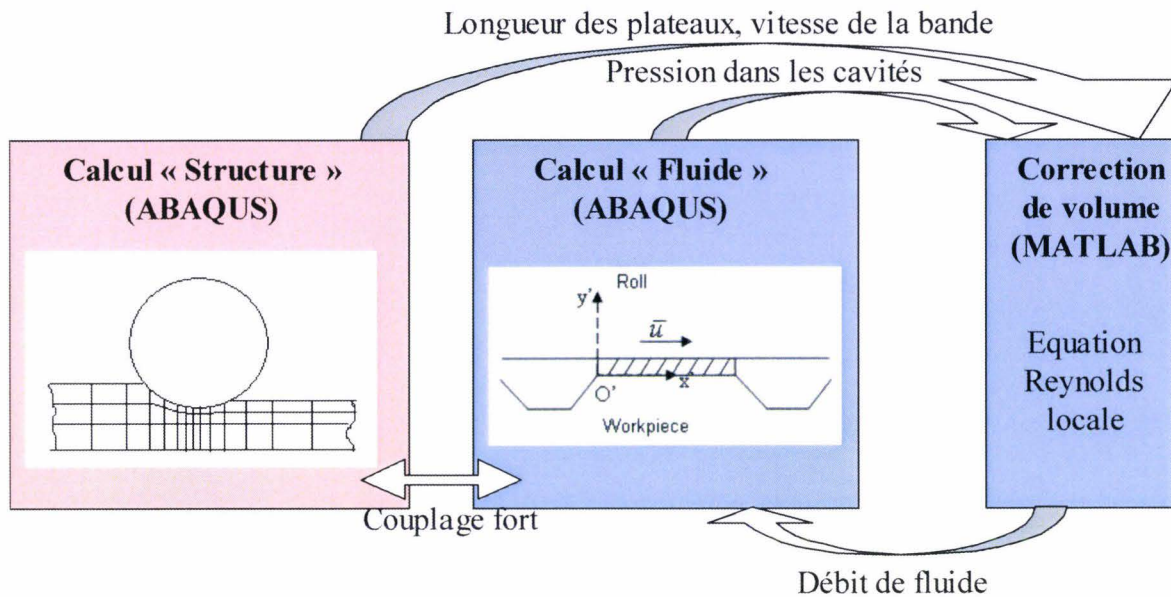


Figure 3.21: Méthodologie fluide-structure pour un incrément de laminage

3.4.1. Modélisation mixte fluide-structure de la bande à l'échelle des aspérités

Nous allons maintenant présenter le code de résolution « structure » réalisant l'analyse des déformations élasto-plastiques de la bande.

ABAQUS/Standard est utilisé pour les calculs des éléments finis. C'est un code implicite qui vérifie la convergence pour chaque incrément pour assurer une résolution correcte du problème mécanique.

On suppose notre bande en acier inoxydable rugueuse sous la forme plateau – vallée. Dans les vallées, le fluide peut circuler d'une vallée à l'autre en utilisant la rugosité secondaire des plateaux (Fig. 3.22a). Dans notre modélisation on va supposer les plateaux et le cylindre lisses en prenant la rugosité moyenne comme la distance entre eux et en supposant la vitesse constante le long d'un plateau (Fig. 3.22b).

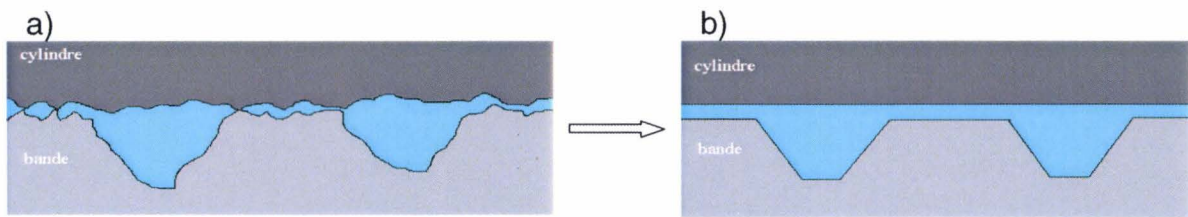


Figure 3.22 : a) Rugosité de la bande b) modélisation de la rugosité

3.4.1.1. Profil de rugosité [Annexe 2]

Le grenaillage de la bande avant la première passe implique un profil de rugosité initiale (les données sont issues grâce au profilomètre de l'usine) où les plateaux d'aspérité sont rugueux ce qui permet au fluide de circuler entre les cavités. Par contre dans notre simulation de laminage on les modélise comme lisses (Fig.3.23) et on suppose l'épaisseur du film égal à la rugosité moyenne de la bande et du cylindre.

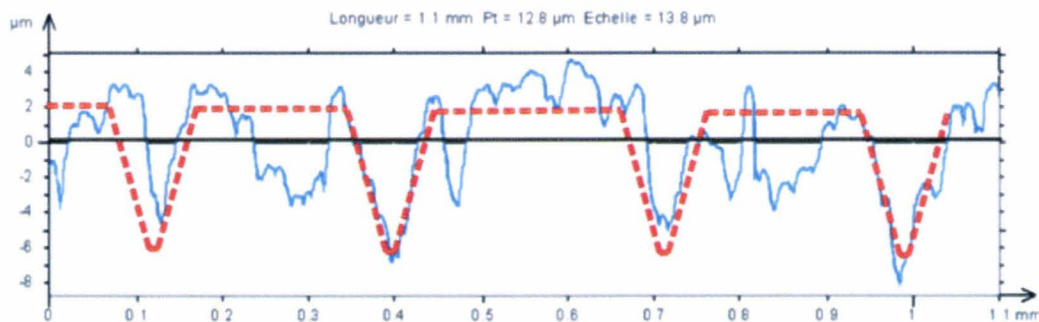


Figure 3.23: topographie de la bande initiale (AISI 430)

Les aspérités sont modélisées comme les trapèzes. Les principaux paramètres de l'aspérité sont la longueur de vallée L_v , la longueur de plateau L_p , la hauteur h et les angles α et β (Fig. 3.24). Pour la bande étudiée α et β sont égaux à 10° , h est égal à $8 \mu\text{m}$, L_v de 5 à $20 \mu\text{m}$ et L_p de 100 à $200 \mu\text{m}$. Les paramètres géométriques sont contrôlables et correspondent à ceux issus de chez ArcelorMittal.

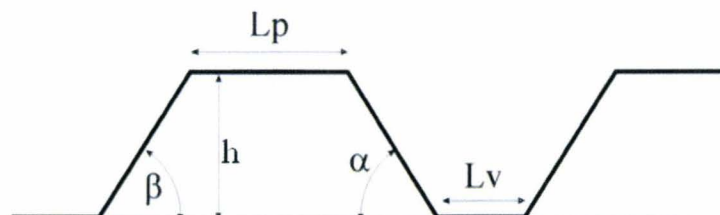


Figure 3.24 : Topographie de la bande initiale 2D simplifié

Un réseau de 30 cavités est maillé (Fig. 3.25a). Dans le cas de la prise en compte de la rugosité le maillage de la zone rugueuse est plus fin (Fig. 3.25b) ce qui permet d'observer l'évolution de la forme d'aspérité plus précisément (Fig. 3.25c).

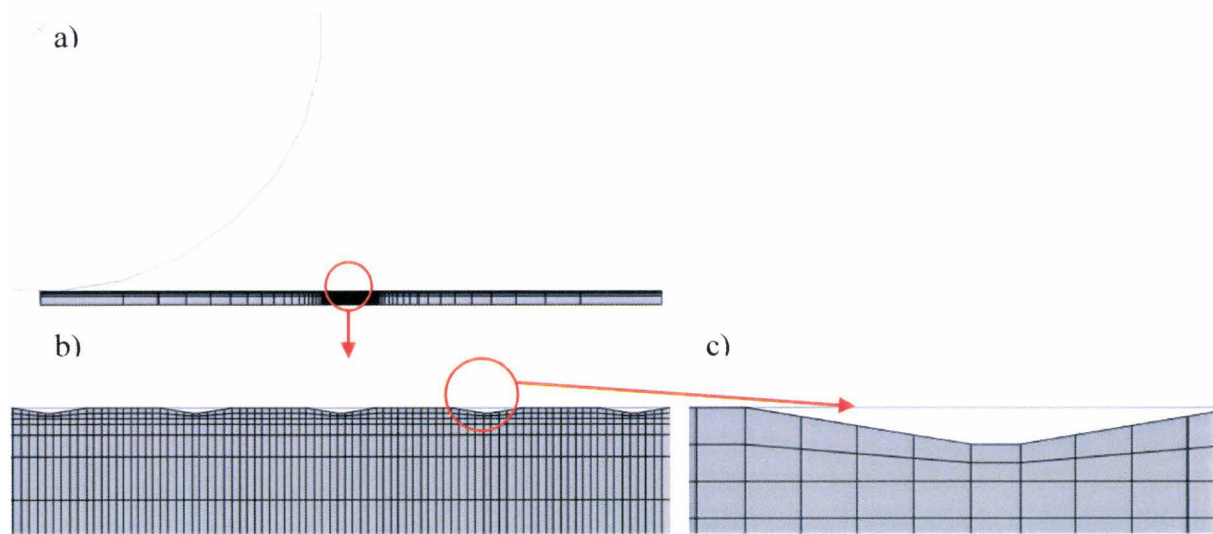


Figure 3.25 : Maillage éléments finis a) maillage éléments finis b) zoom sur la zone affiné c) zoom sur la cavité

Le long de l'emprise la longueur de plateau dx évolue. Des données issues des calculs sous ABAQUS permettent de définir l'ouverture de contact i. e. la distance entre la tôle et le cylindre par rapport à la normale à la surface rigide (variable COPEN ABAQUS) et de calculer la nouvelle longueur de plateau en prenant en compte les nouveaux nœuds au contact. La figure 3.26 est un exemple du maillage initial (Fig. 3.26a) et déformé (Fig. 3.26b).

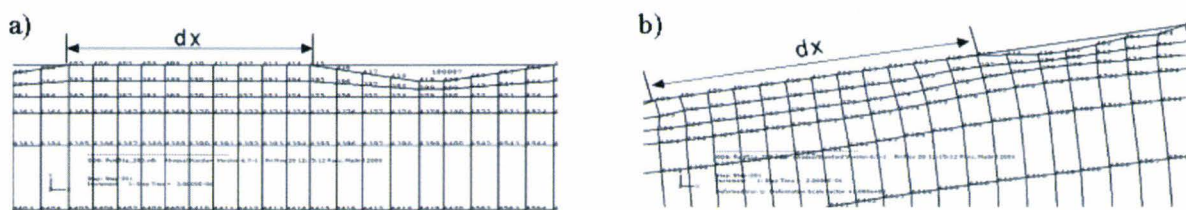


Figure 3.26: Maillage éléments finis a) maillage initial b) maillage déformé après la première passe

3.4.1.2. Choix des éléments

Pour modéliser notre problème la question de choix des éléments apparaît. La bibliothèque de ABAQUS inclut les éléments d'interpolation du premier ordre (linéaire) et les éléments d'interpolation du second ordre (quadratique). En addition les modes d'intégration réduit et incompatible sont disponibles. Normalement les éléments du second ordre sont plus

précis, mais aussi ils sont plus coûteux et ils ne sont pas adaptés à notre modèle car ils sont incompatibles avec le contact. Donc on utilise les éléments du premier ordre (qui sont recommandés pour les matériaux incompressibles) qui peuvent être de trois types.

Les éléments classiques à intégration complète CPE4

Ce type d'élément est très peu précis en flexion et peut alors influencer sur les résultats dans l'emprise. Les bords d'un élément du premier ordre ne peuvent pas se courber et ils se déforment en trapèze (Fig. 3.27). On remarque le changement de longueur des bords supérieur et inférieur, qui sont augmentés et diminués après la déformation. La formulation numérique de l'élément donne une augmentation de contrainte σ_{11} qui n'existe pas en réalité, on parle de contraintes parasites (Fig. 3.28a). Quant aux bords verticaux, ses longueurs restent constantes, ce qui implique le contrainte σ_{22} nulle. Aussi on remarque le changement d'angles entre les bords verticaux et horizontaux qui implique des contraintes de cisaillement σ_{12} incorrectes. Donc dans le cas du pilotage de modèle en déplacement l'énergie nécessaire pour la déformation sera surestimée.

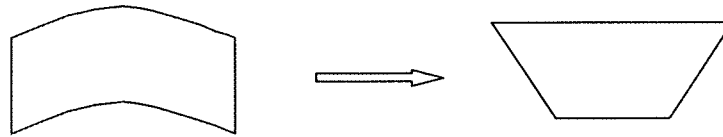


Figure 3.27 : comportement de l'élément du premier ordre

Les éléments à intégration réduite CPE4R

Ce type d'élément a seulement un point d'intégration ce qui diminue effectivement le temps de calcul. Aussi, il est plus tolérant à la distorsion. Par contre, on a des effets négatifs dus à ce seul point d'intégration qui fait l'élément trop flexible comme celui appelé « hourglassing ». C'est à dire qu'il est possible pour l'élément de se distordre d'une telle façon que les contraintes calculées dans le point d'intégration sont nulles. Ce qui amène à la distorsion incontrôlable du maillage, aucune énergie de déformation n'est générée par la distorsion de l'élément. L'élément est incapable de résister à la déformation car il n'a pas de rigidité. Pour limiter ce problème il existe le contrôle des modes de hourglass pour les éléments linéaires à intégration réduite mais il n'est utilisé que pour les maillages

suffisamment fins. De plus il est évident qu'un seul point d'intégration donne des résultats sont moins précis (Fig. 3.28b).

Les éléments à l'intégration complète avec mode incompatible CPE4I [Annexe 3]

Les éléments de mode incompatible sont des éléments du premier ordre qui sont enrichis par un mode incompatible pour améliorer son comportement en distorsion. En addition aux degrés de liberté de déplacement standard un mode de déformation incompatible est ajouté interne à l'élément ce qui permet la reproduction du gradient de déformation à l'intérieur de cet élément. Le premier effet de ce mode est une élimination des contraintes parasites à l'origine de la rigidité en distorsion des éléments du premier ordre en déplacement. En plus cette mode élimine la rigidité artificielle due à l'effet de Poisson dans la distorsion. A cause du degré de liberté interne ajouté ces éléments sont plus coûteux par rapport aux autres éléments du premier ordre mais quand même plus économique que ceux du deuxième ordre.

Choix final

Vu les avantages du mode incompatible tels que l'élimination des contraintes parasites, ainsi que l'élimination de la rigidité artificielle due à l'effet de Poisson en distorsion ce type d'élément doit être forcément utilisé pour les matériaux complètement incompressibles. Malgré la distorsion résiduelle des éléments les éléments du premier ordre à intégration complète avec mode incompatible semblent les plus adaptés pour notre modèle de laminage.

Les éléments du mode incompatible peuvent être utilisés dans le même maillage avec des éléments solides réguliers. Généralement les éléments du mode incompatible sont utilisés dans les régions où le problème de distorsion doit être modélisé soigneusement et ils doivent être de forme rectangulaire.

Dans notre modèle pour assurer la convergence et gagner en temps de calcul, on utilise les éléments CPE4I seulement pour modéliser la couche de surface (d'épaisseur de quatre éléments). Et on utilise les éléments CPE4R pour le reste car l'utilisation des éléments CPE4 provoquerait les problèmes dans la zone de transition (Fig. 3.28c) dues à leur rigidité (Fig. 3.28d).

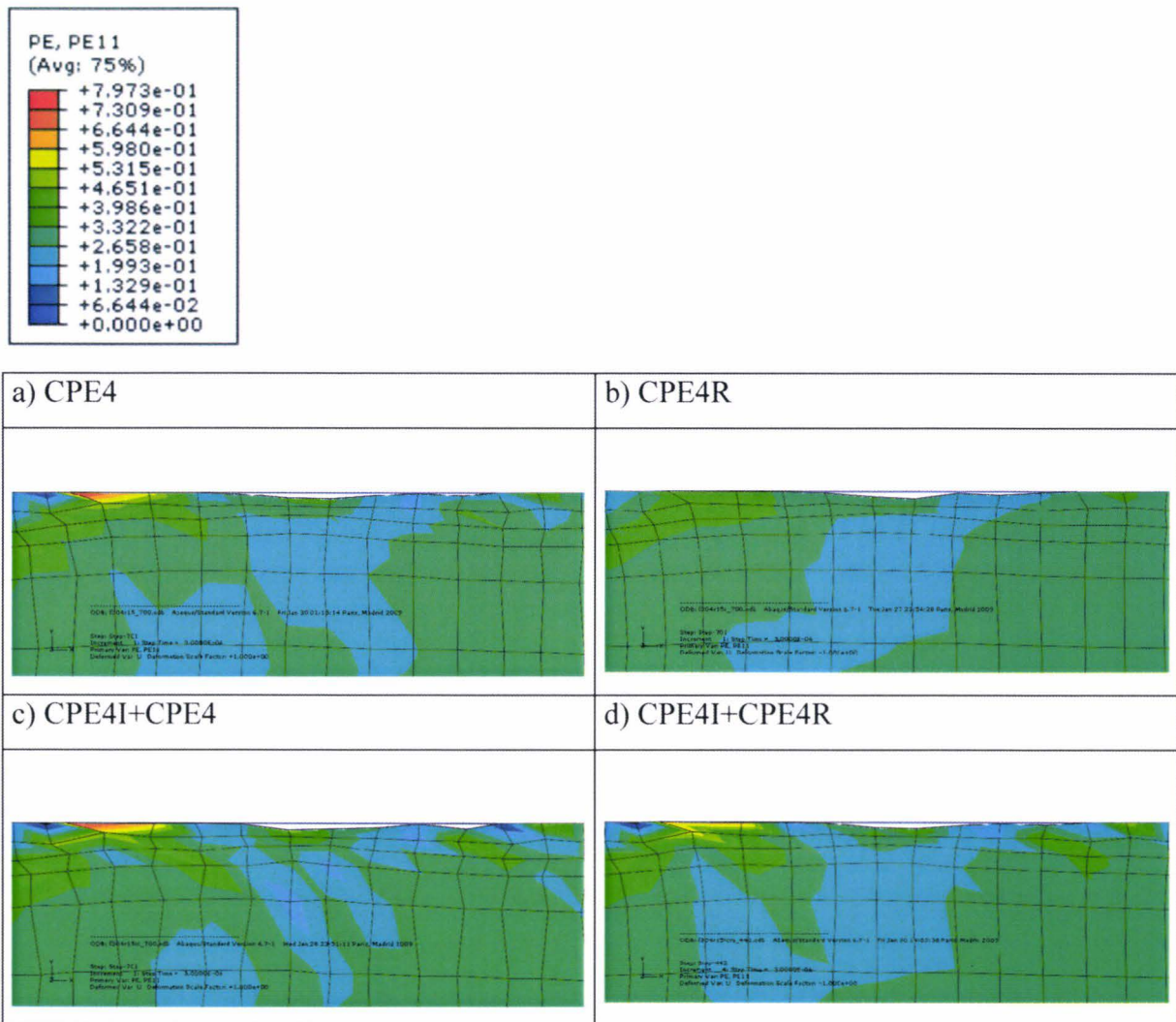


Figure 3.28 : Comportement des différents types d'élément. a) CPE4 – problème des déformations plastiques élevées b) CPE4R – fiabilité basse c) CPE4I (couche) + CPE4 – problème dans la zone de transition d) CPE4I (couche) + CPE4R – choix optimal au niveau des déformations et maillage.

3.4.1.3. Modèle éléments finis du laminage à froid

Pour modéliser le procédé de laminage à froid la méthode des éléments finis est utilisée. Elle permet d'obtenir des caractéristiques mécaniques du contact bande-cylindre telles que la déformation plastique ou les contraintes (Fig.3.29).

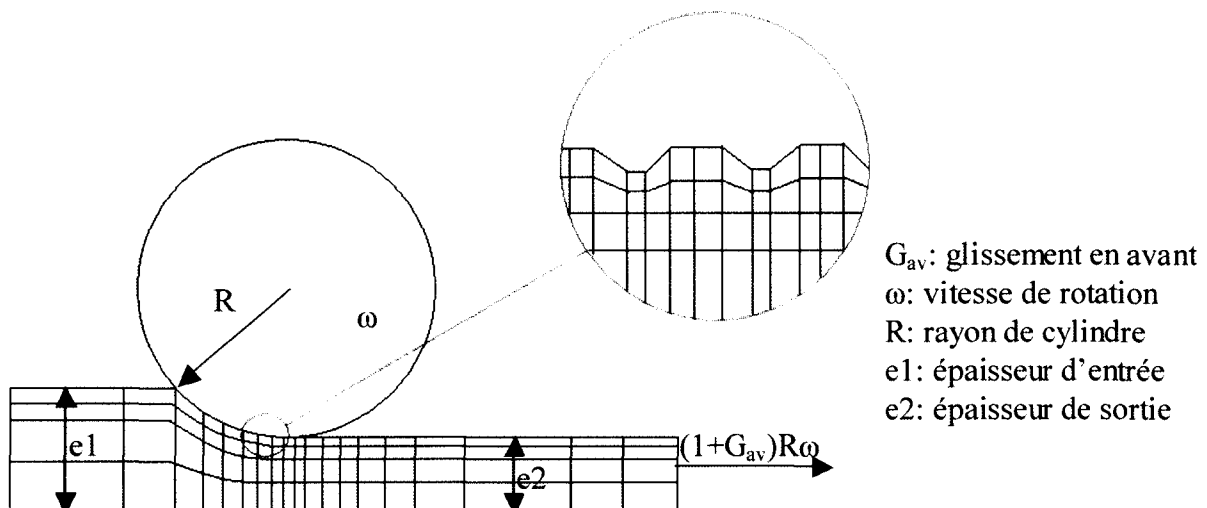


Figure 3.29 : Schéma du modèle éléments finis du procédé de laminage à froid

Dans le cas du laminage à froid, le rapport de la largeur de la bande sur son épaisseur est de l'ordre de $5 \cdot 10^2$ qui justifie l'utilisation d'un modèle bidimensionnel avec l'hypothèse des déformations planes. Ce type de modélisation est suffisant pour appréhender l'équilibre mécanique du système bande-cylindre [HUA05].

Les cylindres de travail sont considérés comme rigides lisses avec le rayon R et vitesse de rotation ω . Des conditions de symétrie sont appliquées à la bande ainsi que une vitesse de sortie $(1+G_{av})R\omega$. Un taux de réduction de la tôle issu du procédé industriel est imposé.

Pour étudier le laminage à froid dans des conditions données (glissement en avant, taux de réduction, rayon des cylindres de travail), le modèle est piloté en déplacement. Dans ce cas de pilotage la position du point neutre est influencée uniquement par des paramètres indépendants et contrôlables c'est-à-dire qu'elle ne dépend pas du frottement et des tractions [DEL01].

Un déplacement de la bande de la valeur du rayon est suffisant pour obtenir un état stationnaire de la solution numérique.

Le modèle éléments finis contient 5955 éléments à déformation plane comportant chacun quatre nœuds et quatre points d'intégration. La loi de comportement élastique de la bande est caractérisée par un module d'Young égale à 210 MPa, un coefficient de Poisson égal à 0.3 et la loi de comportement élasto-plastique de type Mosar (contrainte initiale égale à

560 MPa) ou avec une prise en compte de l'écroûissage (contrainte initiale pour la couche grenailée égale à 860 MPa).

3.4.2. Modélisation de la circulation du lubrifiant

La prise en compte de l'effet des rugosités en lubrification entre surfaces en mouvement relatif est un problème difficile faisant intervenir de nombreux aspects. Une première difficulté est due au caractère évolutif du domaine occupé par le fluide lié au mouvement relatif et à la déformation des surfaces. Une seconde difficulté est liée à la physique des fluides qui peut être plus ou moins complexe suivant les cas ou la nature du lubrifiant : effets de compressibilité, effets piézovisqueux... Enfin, une troisième difficulté est liée à la différence nette entre les échelles caractéristiques des rugosités et les échelles pertinentes pour l'ingénieur, généralement de plusieurs ordres de grandeurs plus grandes que celles des rugosités [LET01].

Nous avons choisi dans cette première approche de nous concentrer sur les effets de la géométrie de sorte que la physique du problème soit simplifiée : le lubrifiant est supposé incompressible, newtonien et isovisqueux. Les variations de température sont ignorées. On se fixe sur la zone rugueuse de la surface de la bande pour étudier l'équilibre de fluide emprisonné dans la cavité (Fig.3.30). La cavité est en mouvement. Pour gérer son équilibre on place le repère local au bord de la cavité et on travaille dans ce repère mobile. Les paragraphes suivants présentent la mise en œuvre des équations de la dynamique dans ce repère local mobile.

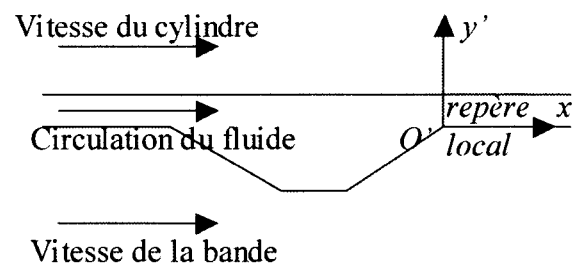


Figure 3.30 : Schéma d'une cavité

3.4.2.1. Equations fondamentales de la dynamique

Le problème étudié est schématisé sur la figure 3.31. Les plans moyens des deux surfaces sont supposés parallèles. La vitesse de la surface supérieure (surface 2) est notée U_2 , celle de la surface inférieure U_1 . h_i désigne le plan moyen de la surface i . La distance moyenne entre les deux surfaces est alors donnée par $h = h_2 - h_1$. Nous nous intéressons à l'écoulement de fluide entre les deux surfaces.

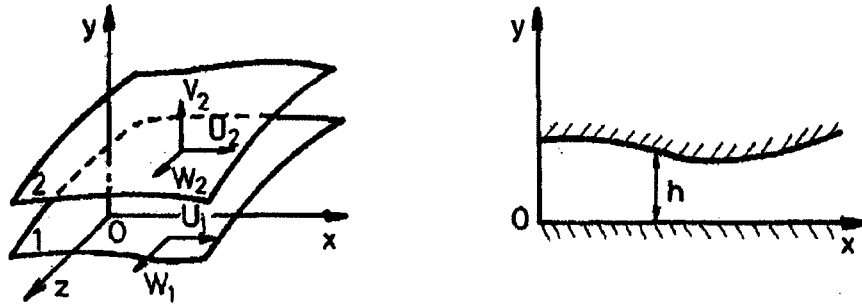


Figure 3.31 : Système formé par deux surfaces rugueuses [HEL04]

L'écoulement moyen d'un fluide hydrodynamique est régi par l'équation de Reynolds qui décrit la conservation du débit dans le contact. L'hypothèse de film mince (film d'épaisseur faible et lentement variable (épaisseur est très inférieure aux rayons de courbure, angle de convergence de quelques degrés, viscosité lentement variable) a été faite.

Ici on présente des équations de la mécanique des milieux continus appliquées à un fluide newtonien qui vont nous servir dans les paragraphes suivants pour déduire l'équation de Reynolds. Ils peuvent s'écrire sous la forme suivante [HEL04]:

- la loi de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.18)$$

- la loi fondamentale de la dynamique :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.19)$$

- la loi de comportement rhéologique, qui pour un fluide newtonien s'écrit:

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda \theta) \delta_{ij} + 2\eta \varepsilon_{ij} \quad (3.20)$$

Dans ces expressions, x_i et t sont les variables d'espace et de temps, u_i les composantes de la vitesse, ρ la masse volumique du fluide, p la pression, f_i les forces massiques extérieurs,

σ_{ij} le tenseur des contraintes donné par la loi de comportement rhéologique du fluide, δ_{ij} le symbole de Kronecker et où η et λ sont appelés respectivement pour un fluide, viscosité dynamique et deuxième coefficient de viscosité et sont fonctions de l'espace et du temps.

$$\theta, \text{ le taux de dilatation cubique s'écrit : } \theta = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3}$$

$$\varepsilon_{ij}, \text{ le tenseur des taux de déformations est donné par : } \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Plaçons notre repère (Fig. 3.30) sur la bande. Dans ce repère là une surface est fixe et l'autre est mobile. Maintenant il faut résoudre l'équation de lubrification en vitesses relatives. Passons à un repère mobile et établissons l'équation de Reynolds locale.

3.4.2.2. Expressions de la vitesse et de l'accélération dans un repère mobile

Dans notre cas nous choisissons un repère mobile comme sur la figure 3.32. Soit $O'x'$ un référentiel mobile de vecteur de rotation $\bar{\omega}$ qui correspond au centre de cylindre de travail par rapport au repère fixe Ox qui est placé sur la bande qui est en mouvement. On s'intéresse au canal entre les deux cavités.

Le vecteur de vitesse absolue s'exprime par [LUB01] :

$$\bar{V} = \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO} = \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{r} \quad (3.21)$$

et le vecteur accélération par :

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{V}}{dt} &= \frac{d}{dt} \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO} \right]_{IO} = \frac{d}{dt} \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{r} \right]_{IO} \\ &= \frac{d}{dt} \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{r} \right]_{IO'} + \bar{\omega} \times \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{r} \right] \\ &= \left(\frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \left(\frac{d\bar{\omega}}{dt} \right) \times \bar{r} + \bar{\omega} \times \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{\omega} \times \bar{r} \\ &= \left(\frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \right)_{IO'} + 2\bar{\omega} \times \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{IO'} + \bar{\omega} \times \bar{\omega} \times \bar{r} + \left(\frac{d\bar{\omega}}{dt} \right) \times \bar{r} \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\text{Avec } \bar{\omega} \times \bar{\omega} \times \bar{r} = \begin{pmatrix} -\omega^2 R \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

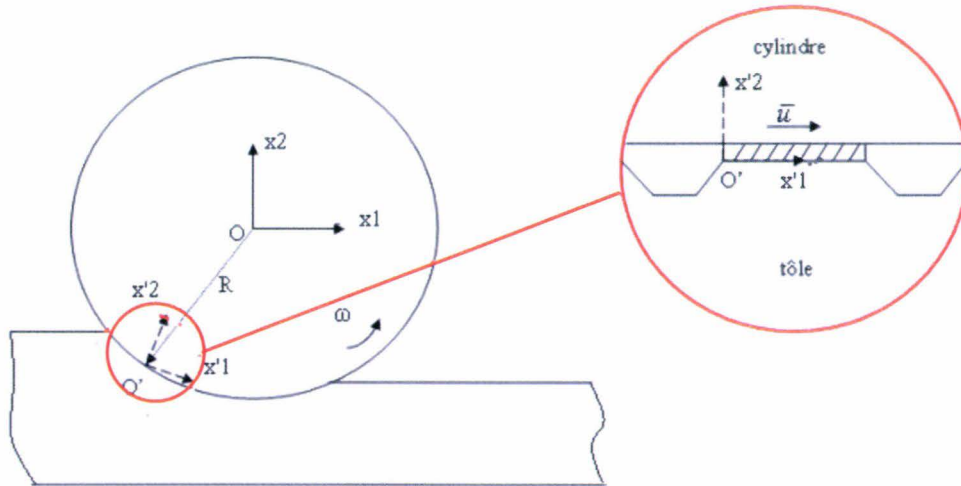


Figure 3.32 : Repères mobile et fixe. Zoom sur le canal de fluide entre les cavités

3.4.2.3. Equation de Reynolds locale dans un repère mobile

En désignant la vitesse relative par \bar{u} , ($\bar{u} = \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_{/O'}$) (on suppose la vitesse constante sur le plateau) et en prenant en compte que $\frac{d\bar{\omega}}{dt} = 0$ car la vitesse de cylindre est constante, nous exprimons l'équation de la dynamique locale sous la forme vectorielle dans un repère mobile sur la base des équations (3.18) et (3.19):

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \text{grad } \bar{u} \cdot \bar{u} + 2\bar{\omega} \times \bar{u} - \text{grad} \left(\frac{\omega^2 R}{2} \right) = \bar{f} + \frac{1}{\rho} \text{div} \bar{\sigma} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (3.23)$$

En reportant l'équation du comportement rhéologique (3.20) dans l'équation de la dynamique et en négligeant les forces massiques extérieures, on obtient les équations de Navier Stokes 2D dans un repère mobile. Sous la forme scalaire cela donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_1}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\omega^2 R}{2} \right) \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_1} + \lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_1 \partial x_j} + \\ \quad \eta \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_1 \partial x_j} \right) + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \frac{\partial \lambda}{\partial x_1} + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_1} \right) \frac{\partial \eta}{\partial x_j} \\ \rho \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_2}{\partial x_j} + 2\omega u_1 + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\omega^2 R}{2} \right) \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_2} + \lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_2 \partial x_j} + \\ \quad \eta \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_2 \partial x_j} \right) + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \frac{\partial \lambda}{\partial x_2} + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_2} \right) \frac{\partial \eta}{\partial x_j} \end{array} \right. \quad (3.24)$$

En lubrification, la dimension suivant l'épaisseur du film $(0, x_2)$ est très faible par rapport à la direction $(0, x_1)$, ce qui permet, pour déterminer l'ordre de grandeur des différents termes de l'équation de Navier-Stokes, d'écrire :

$$\tilde{x}_1 = \frac{x_1}{L}, \quad \tilde{x}_2 = \frac{x_2}{H}, \quad \tilde{t} = \frac{tV}{L}, \quad \tilde{u}_1 = \frac{u_1}{V}, \quad \tilde{u}_2 = \frac{u_2L}{VH}, \quad \tilde{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \quad \tilde{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$$

L et V sont respectivement la dimension et la vitesse selon l'axe $(0, x_1)$, H et $\frac{VH}{L}$ celles suivant $(0, x_2)$, $\frac{L}{V}$, η_0 et λ_0 définissent l'ordre de grandeur du temps et des coefficients de viscosité. Ce changement de variable conduit à poser $\tilde{p} = p \frac{H^2}{\eta_0 VL}$, V sera la vitesse d'une des parois de contact [HEL04].

Ce changement de variables met en évidence les 3 nombres sans dimension suivants :

$$\Re = \frac{\rho_0 VH}{\eta_0} \text{ le nombre de Reynolds relatif à l'épaisseur de l'écoulement,}$$

$$\varepsilon = \frac{H}{L} \text{ le paramètre d'échelle, qui en lubrification est de l'ordre de } 10^{-3}$$

$$\frac{\lambda_0}{\eta_0} \text{ le rapport des coefficients de viscosité, généralement de l'ordre de } 1$$

Compte tenu de ces changements de variable l'équation (3.24) s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_1} = & \varepsilon \left[-\Re \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_j} + \frac{\partial}{\partial \tilde{x}_1} \left(\frac{\omega^2 R}{2} \right) \right) + \varepsilon \left(\tilde{\eta} + \tilde{\lambda} \frac{\lambda_0}{\eta_0} \right) \frac{\partial}{\partial \tilde{x}_1} \left(\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{x}_j} \right) + \varepsilon \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_1^2} \right] + \\ & \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2^2} + \varepsilon^2 \left[\frac{\lambda_0}{\eta_0} \frac{\partial \tilde{\lambda}}{\partial \tilde{x}_1} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{x}_j} + 2 \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_1} \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_1} \right] + \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_1} \right) \\ \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_2} = & \varepsilon^2 \left\{ \begin{aligned} & \varepsilon \left[-\Re \left(\frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_j} + 2\omega \tilde{u}_1 + \frac{\partial}{\partial \tilde{x}_2} \left(\frac{\omega^2 R}{2} \right) \right) + \varepsilon \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_1^2} \right] + \\ & \left(\tilde{\eta} + \tilde{\lambda} \frac{\lambda_0}{\eta_0} \right) \frac{\partial}{\partial \tilde{x}_2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{x}_j} \right) + \\ & \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_2^2} + \frac{\lambda_0}{\eta_0} \frac{\partial \tilde{\lambda}}{\partial \tilde{x}_2} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{x}_j} + 2 \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_2} \frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_2} + \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_1} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial \tilde{x}_1} \right) \end{aligned} \right\} \end{aligned} \quad (3.25)$$

En négligeant les termes multipliés soit par ε^2 , soit par $\varepsilon^3 \Re$ il vient :

$$\begin{cases} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_1} = -\varepsilon \mathfrak{R} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u}_2 \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2} \right) + \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2^2} + \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2} \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_2} \\ \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_2} = 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

Les termes en $\varepsilon \mathfrak{R}$, ou termes d'inertie, de l'équation ci-dessus seront négligeables devant les termes de viscosité quand $\varepsilon \mathfrak{R} \ll 1$; ce qui est souvent vérifié dans les écoulements rencontrés en lubrification. Dans notre cas :

$$\eta_0 = 0.0065 \text{ Pa.s, } h = 8 \cdot 10^{-6} \mu \text{ (hauteur maximale de la cavité), } V = 300 \text{ m/min} = 5 \text{ m/s,}$$

$$L = 2 \cdot 10^{-3} \mu \text{ (longueur de contact), } \rho_0 = 860 \text{ kg/m}^3, \varepsilon \mathfrak{R} = 0.021$$

Si on néglige les forces d'inertie on obtient :

$$\begin{cases} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_1} = \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2^2} + \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial \tilde{x}_2} \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{x}_2} \\ \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}_2} = 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

Et en revenant aux variables dimensionnées en coordonnées cartésiennes (x, y)

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (3.28)$$

Pour obtenir le champ de vitesses, il faut intégrer. Si η est indépendant de y, on obtient :

$$\eta \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} y + A \quad (3.29)$$

soit :

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + \frac{A}{\eta} y + B \quad (3.30)$$

Les conditions aux limites sur la vitesse permettent de déterminer A et B. Si l'on suppose qu'il n'y a pas de glissement du fluide à l'interface cylindre-fluide et à l'interface bande-fluide, elles s'écrivent :

$$\begin{cases} y = 0 & u = 0; \\ y = h & u = U_2 - U_1; \end{cases} \quad (3.31)$$

Après la définition des constantes on a une vitesse :

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{U_2 - U_1}{h} y \quad (3.32)$$

Le débit de fluide $q(x)$ par unité de largeur est donné par la relation :

$$q(x) = \int_0^{h(x)} u dy \quad (3.33)$$

Dans le cadre de l'approximation de Reynolds et de nos hypothèses à partir des équations (3.32) et (3.33), on peut montrer que le problème gouvernant l'écoulement du lubrifiant à l'échelle des rugosités peut se mettre sous la forme :

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} + \frac{(U_2 - U_1)h}{2} \quad (3.34)$$

3.4.2.4. Prise en compte de la circulation du lubrifiant entre les cavités

Le code de résolution de l'équation Reynolds locale doit nous permettre d'accéder au volume corrigé dans les poches de lubrifiant (Fig. 3.21). Ces calculs sont menés en considérant que le champ des vitesses, la géométrie de surface et le champ de pression sont connus.

Pour l'analyse de la lubrification le problème hydrodynamique doit être résolu d'une façon couplée sur les trois zones : la zone d'entrée, la zone de travail et la zone de sortie.

Les données du problème hydrodynamique sont fournies à chaque itération par l'analyse «fluide-structure» (Fig. 3.21).

Chaque cavité créée par grenailage et contient un volume de lubrifiant. Dans l'emprise le flux coule de vallée en vallée grâce à la rugosité locale des plateaux (Fig.3.33). Ce flux de deux dimensions est calculé en utilisant la conservation de débit de fluide (Eq. 3.35). Les termes de Couette et Poiseuille sont utilisés.

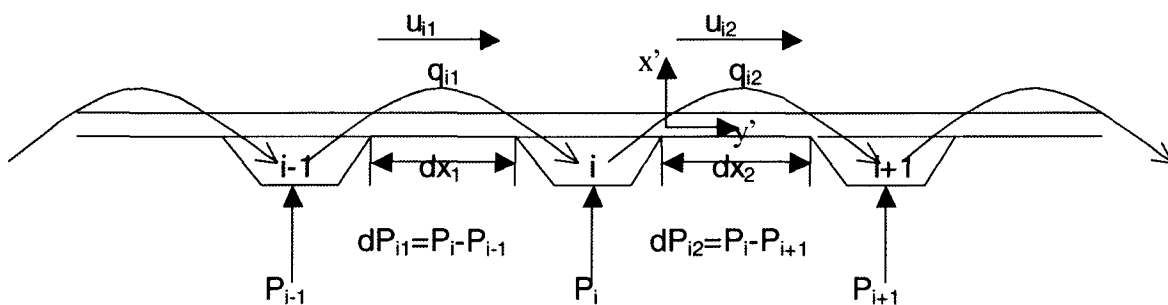


Figure 3.33 : Conservation de débit de fluide entre les vallées

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{i1} = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP_{i1}}{dx_{i1}} + \frac{(u_r - u_{i1})h}{2} \\ q_{i2} = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP_{i2}}{dx_{i2}} - \frac{(u_r - u_{i2})h}{2} \\ q_i = q_{i1} + q_{i2} \end{array} \right. \quad (3.35)$$

où q_i est le débit total pour la vallée i et il est une fonction de :

- h l'épaisseur de fluide
- dx longueur de plateau
- u_{i1} et u_{i2} vitesses de la bande sur les plateaux
- u_r vitesse du cylindre
- η viscosité du lubrifiant
- dP gradient de pression entre la cavité i et une cavité voisine

Les indices 1 et 2 définissent l'avant et l'arrière de la cavité par rapport à la cavité i .

Un point de référence locale est attaché au bord de chaque cavité. Le signe de débit de fluide indique si la cavité perd du lubrifiant ou en gagne. Néanmoins, la conservation de débit de fluide dans l'emprise est prise implicitement. Il y a un équilibre de débit de fluide dans le réseau total des aspérités : aucun lubrifiant supplémentaire n'est ajouté par rapport à celui contenu dans les vallées.

L'épaisseur de film de lubrifiant est égale à la rugosité moyenne du plateau et du cylindre. En effet, la tôle contrôle le frottement si sa rugosité est égale ou plus élevée que celle du cylindre. En plus, la pression commence à s'élever quand la zone d'aspérité est entrée entièrement en contact [WIK08].

La pression dans la vallée, la longueur de plateau sont des données d'entrée pour ce pas. Alors ces valeurs sont utilisées pour calculer le débit de fluide et donc le nouveau volume de chaque cavité.

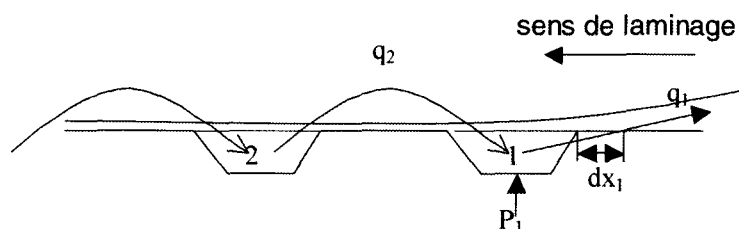


Figure 3.34 : Conservation de débit dans la zone d'entrée

Le cas particulier apparaît pour la cavité dans les zones d'entrée et de sortie. En fait dans la zone d'entrée le fluide s'écoule de la cavité où la pression est élevée vers l'extérieur où la pression est plus basse (on suppose la pression atmosphérique à l'extérieur) (Fig. 3.34). La distance dx_1 est définie par ouverture du contact. Le contact est supposé ouvert quand la distance entre la bande et le cylindre est plus grande que l'épaisseur du film de lubrifiant. Comme dx_1 est petit au début de l'entrée en contact le débit visqueux augmente (Eq. 3.36). Cet effet est compensé avec l'entraînement de vitesse. La situation est identique pour la zone de sortie.

$$q_1 = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{P_1}{dx_1} + \frac{(u_r - u_1)h}{2} \quad (3.36)$$

Ce phénomène est observé en zones d'entrées et de sortie. A l'intérieur de l'emprise, il y a seulement des interactions entre les cavités (Fig. 3.35).

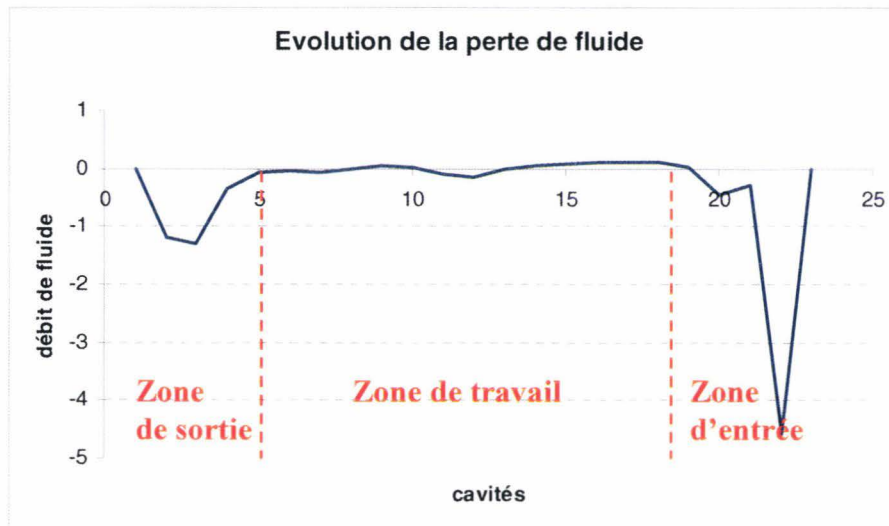


Figure 3.35 : Evolution de la perte de fluide

3.4.3. Couplage fluide-structure

Nous allons étudier comment les informations issues de l'analyse « fluide » sont prises en compte dans le code de calcul ABAQUS et comment les modifications dans la gestion du contact sont effectuées.

Nous rappelons que l'étude des déformations élasto-plastiques de la bande sans prendre en compte la présence de film lubrifiant hydrodynamique fournit les variables suivantes utilisées dans l'analyse « fluide » : le champ des vitesses de la surface de la bande et la géométrie de la bande déformée.

En retour l'étude de la lubrification hydrodynamique permet de déterminer le volume corrigé dans les cavités.

Donc le couplage peut être divisé en deux étapes :

La prise en compte de volume corrigé est fait de façon incrémentale dans ABAQUS. La passe de laminage est divisée en nombre de pas de temps Δt donné. Pour chaque pas de temps, i.e. pour chaque position de l'aspérité le long de l'emprise, on a le couplage fluide-structure fort (Fig. 3.36).

En fait le couplage est ajouté à l'équation du travail virtuel (Eq. 3.37) [ABA98]. Grâce à cette contrainte la présence de fluide devient une partie du modèle entier.

$$\delta\Pi^* = \delta\Pi - p\delta V - \delta p(V - V^*) \quad (3.37)$$

où $\delta\Pi$ est un travail virtuel non couplé, $\delta\Pi^*$ est celui modifié, p pression de fluide, V et V^* les volumes initial et modifié. La pression de fluide est calculée comme si le fluide était hydrostatique. Le volume modifié (V^*) est corrigé dans la deuxième partie de la méthodologie en prenant en compte le flux dynamique. En effet on suppose le débit de fluide q une fonction de la différence de pression Δp et de la vitesse relative $u_{\text{bande}} - u_{\text{cyl}}$ et on le calcule par l'équation de Reynolds local. On impose ce débit calculé à notre code éléments finis [ABA98].

Le débit de fluide doit être intégré pendant un incrément fini. On obtient la masse du fluide :

$$\Delta m = q \Delta t \quad (3.38)$$

Le volume dans la cavité correspond :

$$\Delta V = \Delta m / \rho \quad (3.39)$$

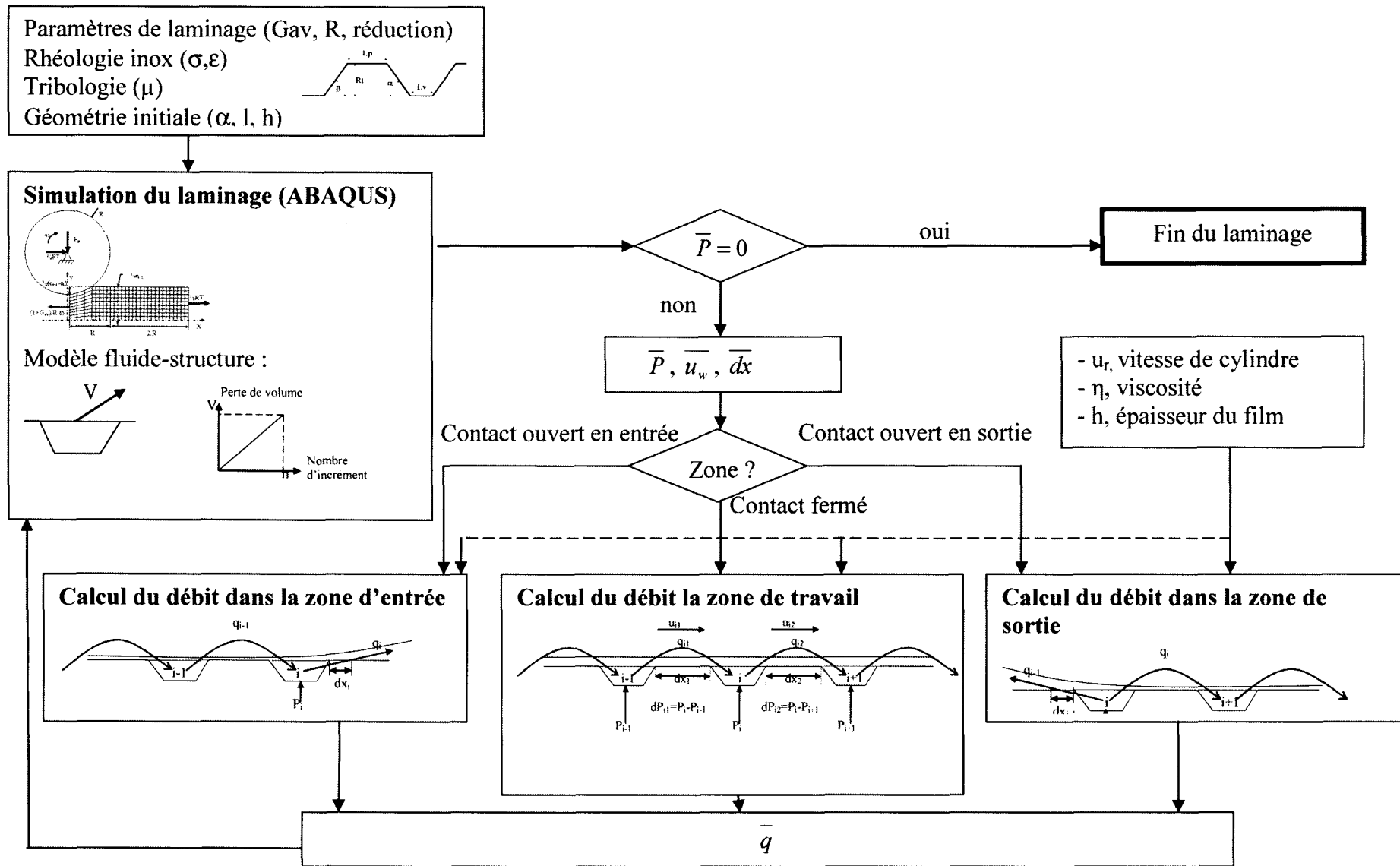


Figure 3.36 : Processus de couplage fluide-structure

La perte de volume ΔV est recalculé à chaque incrément de temps t_i en fonction de la pression et de la vitesse récupérées à cet instant i et elle est imposée à l'incrément suivant (Fig. 3.37). Ce calcul a un temps de retard car le volume qui sort ΔV calculé à partir des données récupérées de l'incrément i on impose à l'incrément $i+1$. En diminuant la taille d'incrément on diminue l'erreur relative. Dans chaque pas d'incrément Δt le fluide est hydrostatique (car on calcule la perte de fluide instantanée), mais pendant l'incrément la perte de volume est successive sans les effets d'hydrodynamisme par contre.

La fuite de fluide est gérée par l'équation de Reynolds sur les plateaux de cavité. Le volume est ainsi corrigé et le code fait les calculs avec le nouveau volume obtenu.

Alors le couplage fluide-structure reposant sur l'analyse des déformations élastoplastiques et l'analyse de la lubrification hydrodynamique a été réalisé et permet la résolution de la lubrification plasto-hydrodynamique.

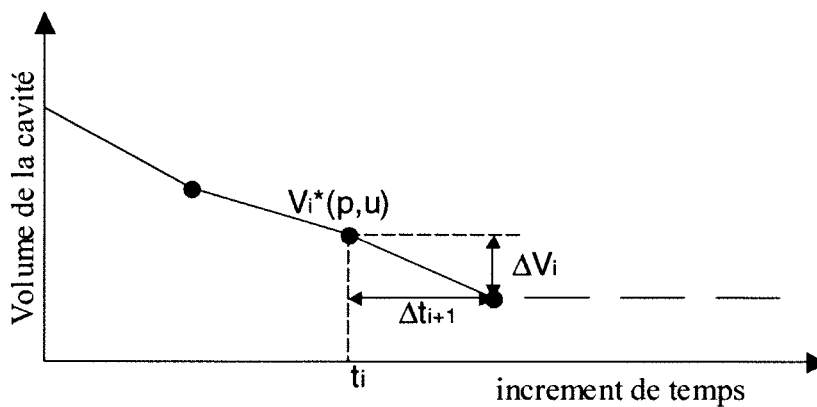


Figure 3.37 : Calcul de la perte du volume au cours du temps

Calcul de volume

Les éléments de fluide hydrostatique (the hydrostatic fluid elements [ABA98]) apparaissent comme des éléments de surface qui rejoignent des bornes de cavité, mais ils deviennent des éléments de volume quand le nœud de référence est pris en compte. La figure 3.38 présente l'élément de fluide hydrostatique de deux nœuds F2D2. Les lignes discontinues montrent la forme triangulaire quand on prend en compte le nœud interne.

Il faut calculer le volume V^e de chaque élément. Les coordonnées des nœuds sur la base du triangle peuvent s'exprimer par la formule :

$$x = \sum_N N^N(g, h)x^N \quad (3.40)$$

où N^N sont les fonctions d'interpolation pour la base du triangle (« Solid isoparametric quadrilaterals and hexahedra », Section 3.2.4 [ABA98]), exprimées en terme de coordonnées paramétriques g et h , et la somme est pris sur tous les nœuds de la base.

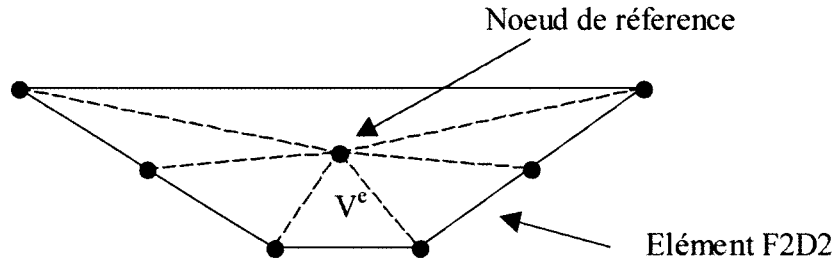


Figure 3.38 : Elément de fluide hydrostatique F2D2

Pour les éléments 2D le Jacobien sur la surface se calcule par :

$$\frac{\partial x}{\partial g} = \sum_N \frac{\partial N^N}{\partial g} x^N, \quad \frac{\partial x}{\partial h} = e_3 \quad (3.41)$$

où e_3 est le vecteur unitaire dans la direction perpendiculaire à l'élément.

La normale à l'élément, n , multiplié par une surface infinitésimale, dA de l'élément est alors

$$ndA = e_3 \times \frac{\partial x}{\partial g} dg \quad (3.42)$$

Le volume infinitésimal, dV , associé avec cette surface infinitésimale est

$$dV = \frac{1}{2} (x_R - x) ndA \quad (3.43)$$

où x_R est la position du nœud de référence de cavité. Le volume de l'élément, V^e , est obtenu par intégration :

$$V^e = \int_{\cdot^e} dV = \int_{-1}^{+1} \frac{1}{2} (x_R - x) e_3 \times \frac{\partial x}{\partial g} dg \quad (3.44)$$

En introduisant la position relative $\bar{x} = x - x_R$ cela devient :

$$V^e = -\frac{1}{2} e_3 \int_{-1}^{+1} \bar{x} \times \frac{\partial x}{\partial g} dg \quad (3.45)$$

Le volume de la cavité est égal à la somme de tous les volumes de l'élément :

$$V = \sum V^e \quad (3.46)$$

3.5. Conclusion

Dans les chapitres précédents, on a parlé des problématiques scientifique et industrielle. Ce chapitre s'est concentré sur le développement d'une nouvelle méthodologie à partir des travaux effectués et de l'étude bibliographique.

La méthodologie proposée est appliquée pour déterminer le profil de surface de la bande après le laminage. Le modèle permet de calculer en particulier l'évolution de l'aire réelle de contact, des pressions dans les vallées et sur les plateaux, la rugosité selon le paramètre Rz. Dans le chapitre suivant, on passe aux résultats du modèle où une étude paramétrique permettra de déterminer quelles sont les variables qui ont une influence du premier ordre sur l'écrasement des aspérités.

4. VERS UNE PREDICTION DU PROFIL DE RUGOSITE A L'ECHELLE MESOSCOPIQUE LORS DE L'OPERATION DE LAMINAGE A FROID

4.1. Sensibilité des résultats aux différents paramètres

Dans ce chapitre, on étudie l'influence des différents paramètres tels que le coefficient de frottement, le glissement en avant, le taux de réduction et le coefficient de viscosité sur le volume de fluide dans la cavité ainsi que sur la forme de la cavité finale. On veut déterminer quels sont les paramètres importants (conditions de laminage et lubrification) sur la qualité de surface des tôles. Dans ce travail, on utilise l'acier inoxydable austénitique AISI304.

Les données du cas de référence pour la première passe sont décrites dans le tableau 4.1 provenant des données industrielles. Le coefficient de frottement provient des calculs du chapitre 2. La réduction est de 25 %. Les cylindres sont supposés rigides. Le lubrifiant a un comportement Newtonien et il est isovisqueux.

Les paramètres de référence (passe 1) :	
Viscosité du lubrifiant à P_{atm} (Isoviscosité)	$\eta_0 = 0.0065 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Epaisseur d'entrée	$e_1 = 3 \text{ mm}$
Epaisseur de sortie	$e_2 = 2.25 \text{ mm}$
Longueur de vallée	$L_v = 10 \mu\text{m}$
Coefficient de frottement sur les plateaux	$\mu = 0.1$
Rayon de cylindre	$R = 30 \text{ mm}$
Vitesse de cylindre	$u_r = 5000 \text{ mm/s}$
Glissement en avant	$G_{av} = 3.7 \%$

Tableau 4.1 : Paramètres de la passe 1 de laminage de référence

4.1.1. Influence du frottement plateaux cylindre

On étudie l'influence du frottement cylindre plateaux pour les trois coefficients de frottement différents ($\mu = 0.01, 0.1, 0.15$) et pour un glissement en avant fixé ($G_{av} = 3.7\%$).

On observe une diminution du volume des cavités avec l'augmentation du frottement (Fig. 4.1). Pour le faible frottement ($\mu = 0.01$), on a une augmentation du volume des cavités de 80% par rapport à la valeur de référence ($\mu = 0.1$). Pour le frottement élevé ($\mu = 0.15$), on observe une diminution du volume de 40%. Ainsi, plus le coefficient de frottement est élevé plus la fuite de lubrifiant est importante pendant le laminage. Cette perte de lubrifiant induit un volume de cavité plus faible et une rugosité finale diminuée (Fig. 4.2).

Dans ses travaux, Bech [BE99] étudie l'influence du frottement sur le mécanisme de fuite de lubrifiant. Ses résultats expérimentaux confirment qu'avec l'augmentation de frottement, le mécanisme de perte de lubrifiant suit une tendance de MPHSL. A l'opposé, avec un coefficient de frottement faible, le mécanisme de perte de lubrifiant est plutôt MPHDL. Trois expériences ont été menées avec trois coefficients de frottement différents ($\mu = 0.025, 0.05, 0.28$). Il a observé pour le frottement le plus élevé la perte de lubrifiant selon MPHSL pure, pour le frottement moyen les résultats sont balancés entre les deux (MPHSL et MPHDL) et pour le cas de frottement faible le mécanisme MPHSL était très peu prononcé.

Dans notre cas l'analogie de mécanisme MPHSL est le débit visqueux $q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx}$

et pour MPHDL c'est le débit hydrodynamique $\frac{u_r - u_w}{2} h$. La contribution du débit visqueux est considérablement plus importante que celle du débit hydrodynamique pour la perte de fluide globale. Donc la perte de fluide de la cavité s'effectue normalement grâce au débit visqueux. On remarque qu'avec l'augmentation du frottement on perd plus de fluide et comme notre perte de fluide s'approche du régime MPHSL cela confirme bien les résultats de Bech. Cela peut être également corrélé par l'augmentation de la pression avec l'augmentation du frottement. Dans le cas du frottement élevé ($\mu=0.15$) l'augmentation de la pression atteint 13% par rapport au cas de référence ($\mu=0.1$) et dans le cas du frottement faible ($\mu=0.01$) la diminution de la pression atteint 22% (Fig. 4.3).

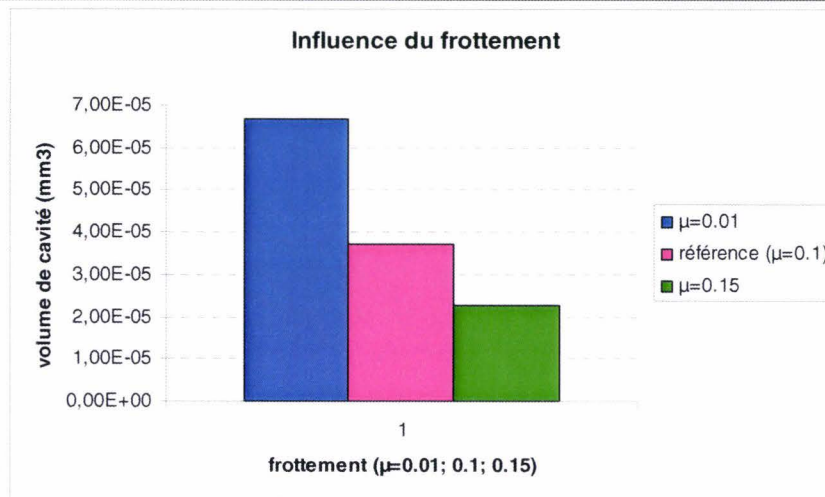


Figure 4.1 : Influence du frottement sur le volume des cavités

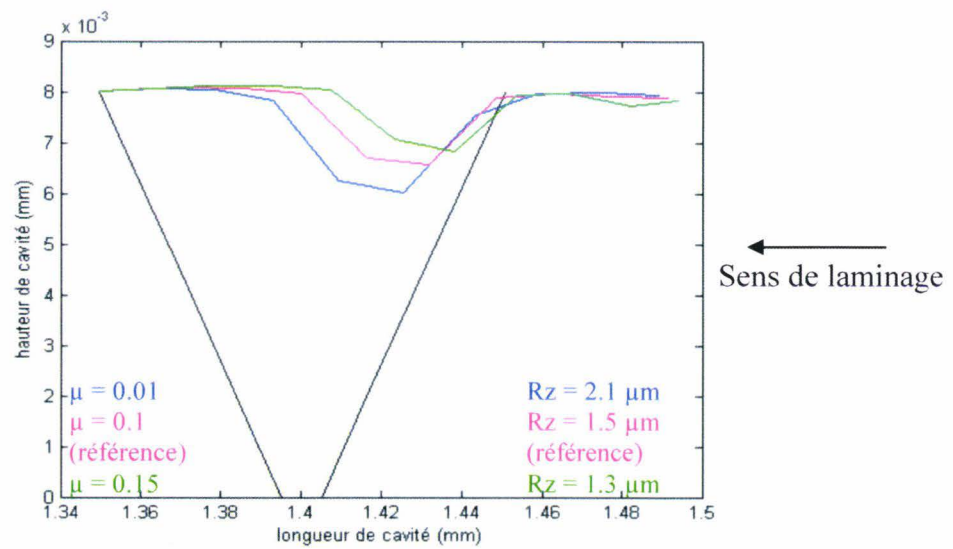


Figure 4.2 : Influence du frottement sur la forme de la cavité

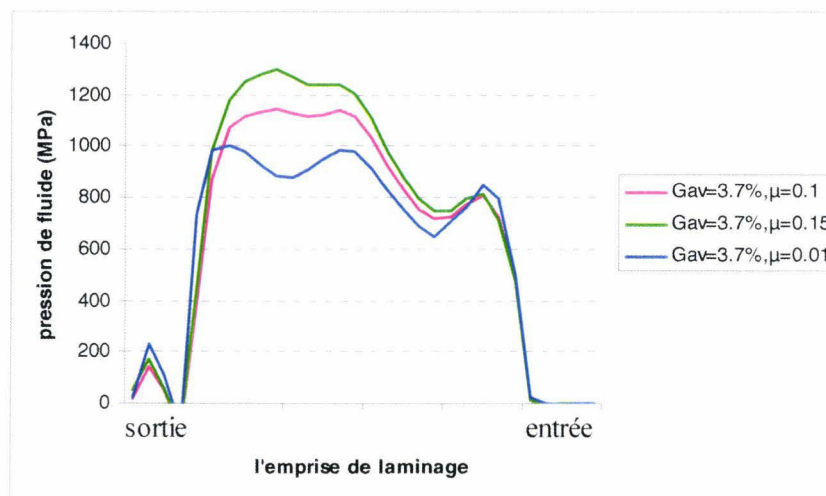


Figure 4.3 : Influence du frottement sur la pression dans les cavités

Par ailleurs, un problème de fissuration au fond des cavités a été industriellement observé après le procédé de laminage. Pour prédire l'influence des différents paramètres (notamment le frottement) sur le risque de l'apparition de fissures au fond de la cavité, nous nous intéressons aux contraintes longitudinales σ_{11} dans la cavité (Fig. 4.4) qui favorisent leur formation. Nous nous intéressons ici uniquement aux nœuds situés en fond de cavité car les contraintes aux nœuds situés en bord de cavité sont trop élevées et ne correspondent pas à la réalité principalement dues à des problèmes d'interpolation. On observe donc une augmentation des contraintes tangentielles de 12% avec la diminution du frottement ($\mu=0.01$) par rapport à la valeur de référence ($\mu=0.1$) et une diminution de 12% pour un frottement élevé (0.15%). La perte de lubrifiant par l'augmentation du frottement induit un relâchement des contraintes dans la cavité.

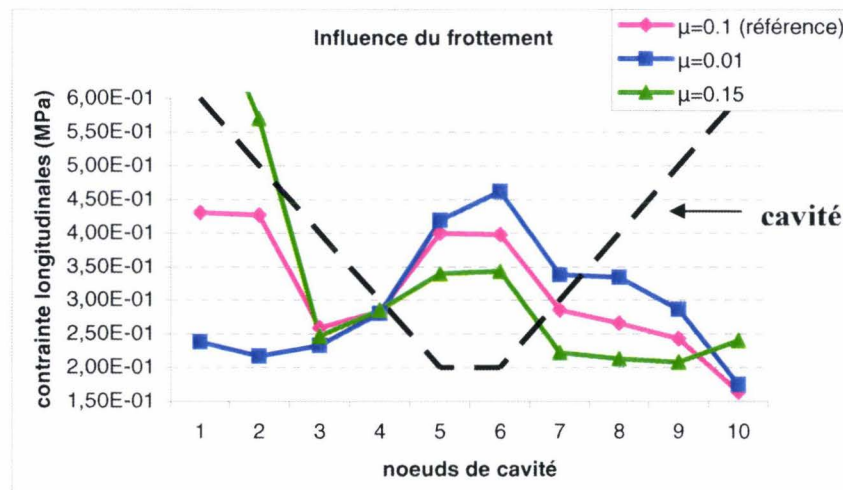


Figure 4.4 : Influence du frottement sur les contraintes longitudinales σ_{11} au fond de la cavité

4.1.2. Influence du glissement en avant

On étudie maintenant la sensibilité aux différents frottements ($\mu=0.01, 0.1, 0.15$) mais pour un autre glissement en avant ($G_{av} = 7\%$). Pour ce glissement en avant plus élevé, on observe une influence du frottement plus atténuée, mais avec la même tendance (Fig. 4.5). La diminution du volume des cavités avec l'augmentation du frottement ($\mu = 0.15$) est de 27% et l'augmentation du volume des cavités avec la diminution du frottement ($\mu = 0.01$) et de 45% par rapport au frottement de référence ($\mu = 0.1$). Aussi, on observe une augmentation du volume des cavités avec l'augmentation du glissement en avant ainsi qu'une augmentation de

la rugosité finale (Fig. 4.6). On observe une augmentation de volume de cavité de 30% pour le frottement de référence ($\mu = 0.1$) avec une augmentation du glissement en avant ($G_{av} = 7\%$) par rapport au glissement en avant de référence ($G_{av} = 3.7\%$). Par contre, pour le frottement faible, l'influence du glissement en avant n'est pas si importante (une augmentation de 6% seulement pour $\mu = 0.01$) tandis que pour le frottement élevé la différence devient de plus en plus importante (l'augmentation de 55% pour $\mu=0.15$).

L'augmentation du volume de la cavité finale avec l'augmentation du glissement en avant peut s'expliquer par une diminution de la pression dans la cavité qui influe sur le terme visqueux dans notre équation de calcul du débit. On peut voir sur la figure 4.7 que la variation de la pression pour les deux glissements en avant est négligeable pour le cas du frottement faible. Dans le cas du frottement élevé, l'influence du glissement en avant sur la pression devient importante. Aussi, on peut voir que dans le cas du glissement en avant élevé ($G_{av}=7\%$) l'influence du frottement sur la pression est atténuée.

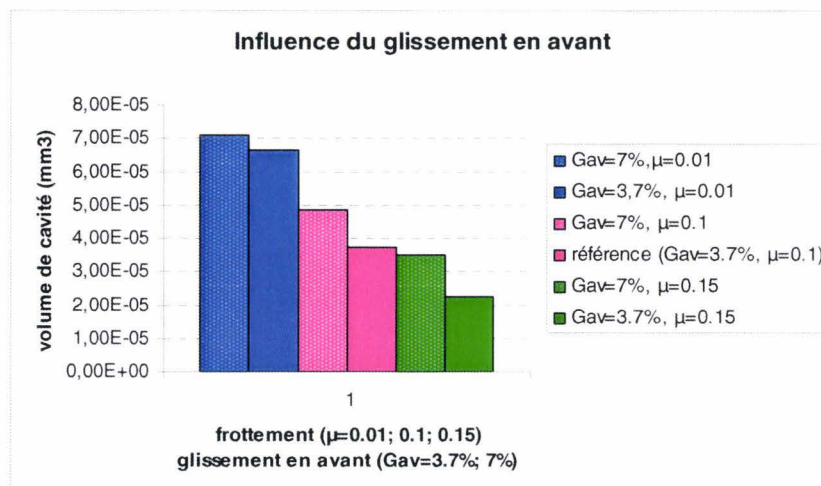


Figure 4.5 : Influence du glissement en avant sur le volume des cavités

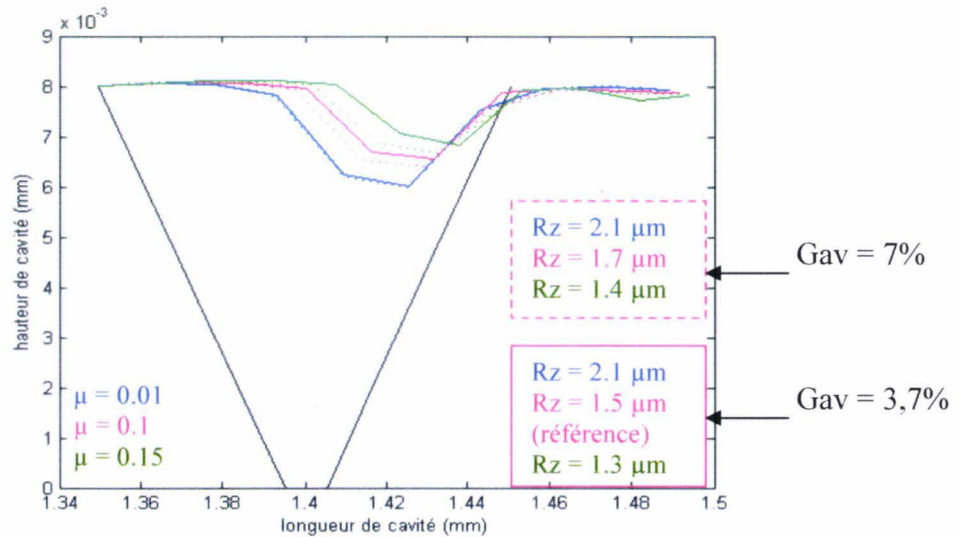


Figure 4.6 : Influence du glissement en avant sur la forme de la cavité

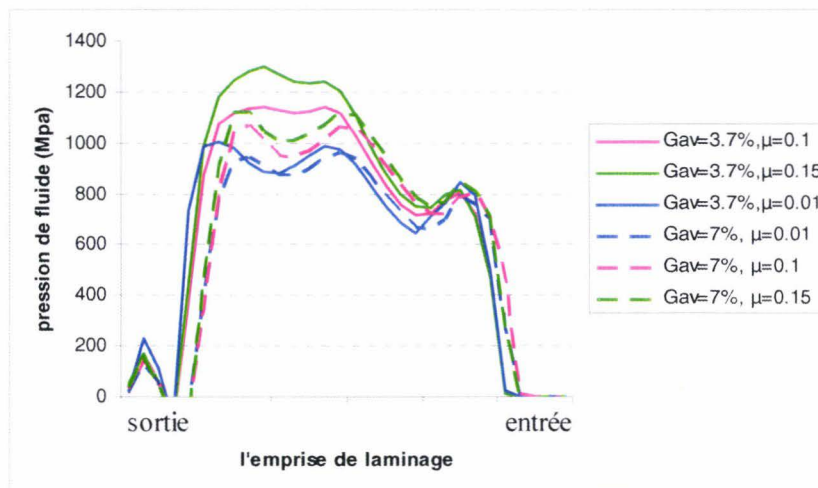


Figure 4.7 : Influence du glissement en avant et du frottement sur la pression dans les cavités

4.1.3. Influence du taux de réduction

On compare deux taux de réduction : un taux de réduction de référence (taux = 25%) et un taux de réduction plus élevé (taux = 35%).

Le volume des cavités diminue énormément avec l'augmentation du taux de réduction (soit 85%) (Fig. 4.8). La rugosité finale est diminuée aussi et cette diminution est vraiment importante (Fig. 4.9). La rugosité en terme de Rz est deux fois plus petite.

On peut expliquer la diminution du volume des cavités par une augmentation de la pression dans les cavités ainsi que par un angle d'attaque important qui influe sur la zone

d'entrée. L'angle d'attaque augmente de 9° à 11°. La formule de Wilson et Walowit [WIL71] donne l'épaisseur h_0 en début de déformation plastique de la tôle :

$$h_0 = \frac{3\eta_0 \gamma (u_r + u_w) \cot \alpha}{1 - \exp(-\gamma[\sigma_0 - CTr])} \quad (4.1)$$

où α est l'angle d'attaque. On peut voir que l'épaisseur de film h_0 diminue quand l'angle d'attaque α augmente. Ce qui confirme bien nos résultats.

Essentiellement, la perte de fluide s'effectue dans la zone d'entrée. Avec la pression dans la cavité très élevée, le terme visqueux de notre équation Reynolds local (*) augmente essentiellement et le débit de fluide final qui s'en va augmente aussi.

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} + \frac{(u_r - u_w)h}{2} \quad (*)$$

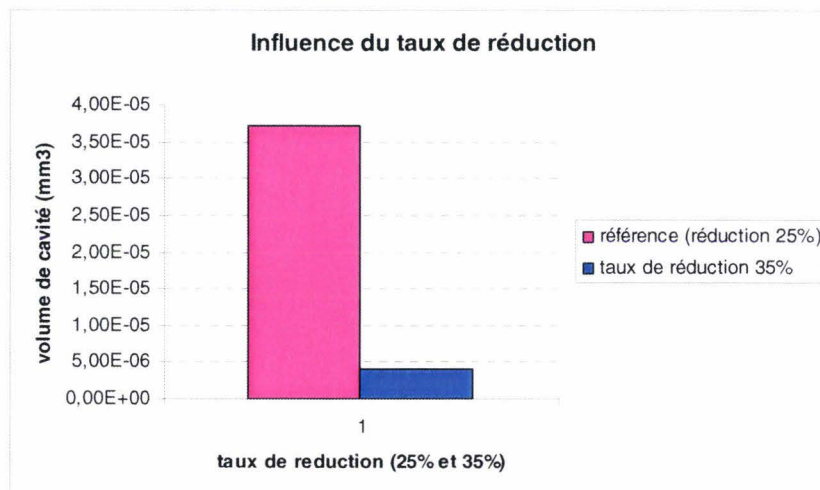


Figure 4.8 : Influence du taux de réduction sur le volume des cavités

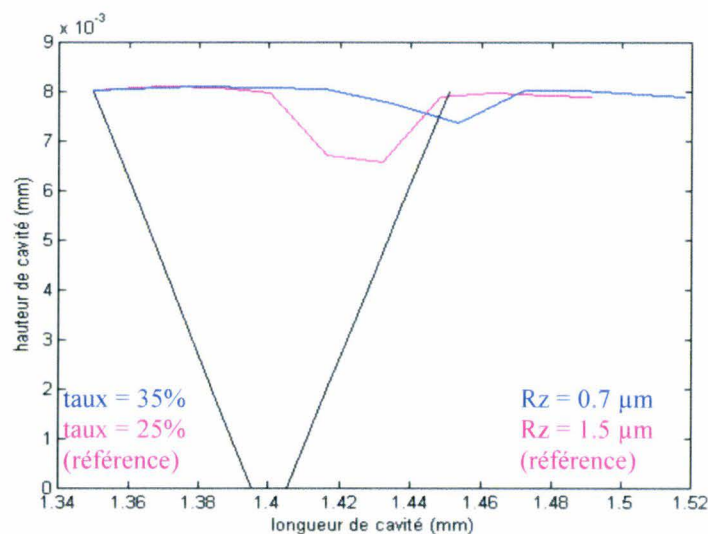


Figure 4.9 : Influence du taux de réduction sur la forme de la cavité

Quant aux contraintes longitudinales au fond de la cavité, l'augmentation du taux de réduction tend à augmenter les contraintes σ_{11} de 50%. Cet accroissement de contraintes augmente potentiellement le risque de fissuration (Fig. 4.10).

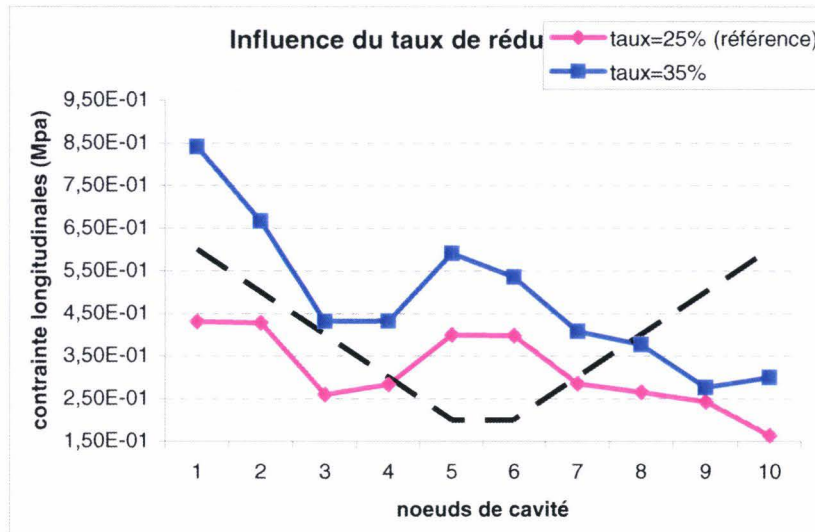


Figure 4.10 : Influence du taux de réduction sur les contraintes σ_{11} au fond de la cavité

4.1.4. Influence de la viscosité

Ici on étudie les deux cas suivants : le cas isovisqueux (avec une viscosité constante $\eta = 0.0065 \text{ Pa}\cdot\text{s}$) et le cas piezovisqueux (la viscosité suit la loi de Barus $\eta = \eta_0 e^{\gamma p}$ avec $\eta_0 = 0.0065 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ et $\gamma = 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$)

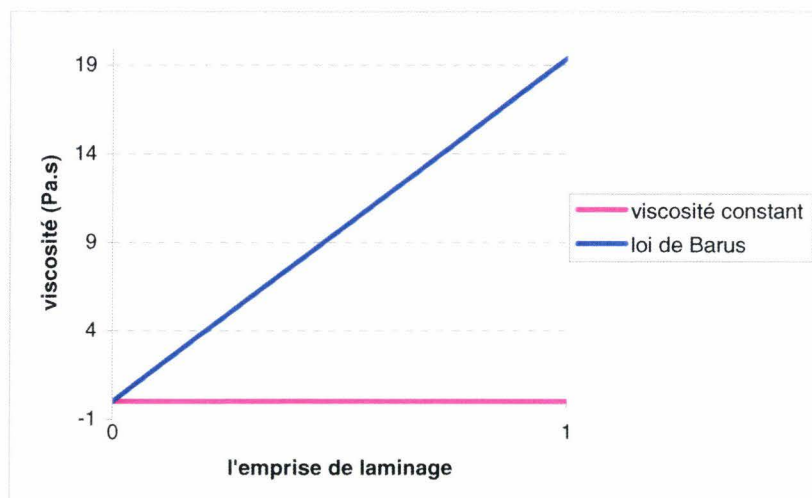


Figure 4.11 : Loi de piézo-viscosité de Barus par rapport à la viscosité constante

On observe une augmentation du volume des cavités avec une augmentation de la viscosité. Le volume augmente de plus de 300%. En effet, dans le cas de la piézoviscosité suivant la loi de Barus (Fig. 4.11) la viscosité augmente au cours du laminage avec l'augmentation de la pression donc le terme visqueux de l'équation (*) diminue ce qui explique la diminution du débit de fluide sortant (Fig. 4.12).

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} + \frac{(u_r - u_w)h}{2} \quad (*)$$

On observe les mêmes résultats chez Bech qui confirment le mécanisme de perte de fluide MPHSL pour viscosité faible.

Ainsi, la rugosité finale induite est plus importante (plus de deux fois) par rapport au cas de l'isoviscosité (Fig. 4.13).

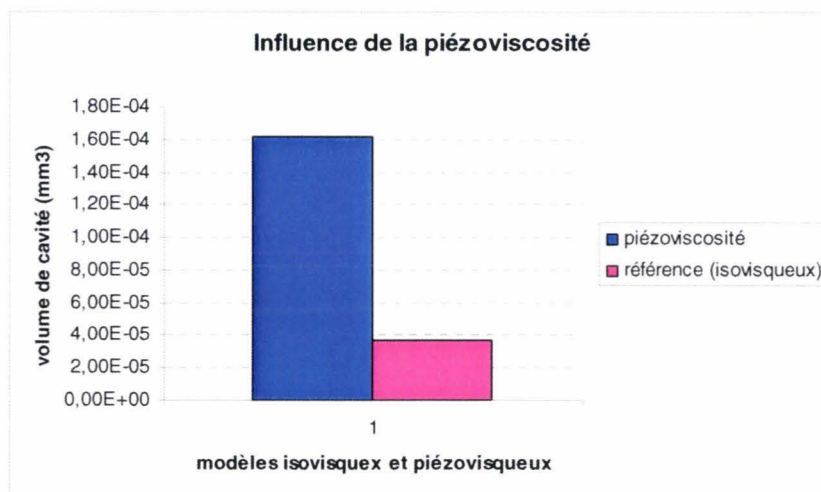


Figure 4.12 : Influence de la viscosité sur le volume des cavités

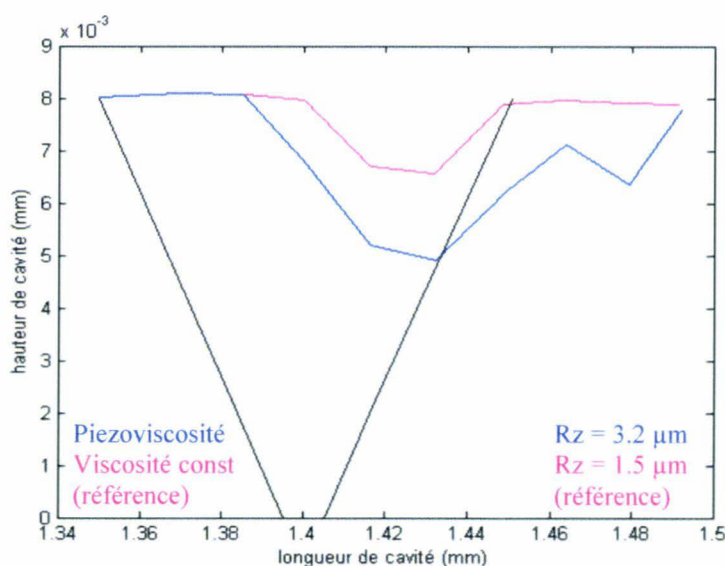


Figure 4.13 : Influence de la viscosité sur la forme de la cavité

Il faut garder en mémoire que la loi de Barus surestime la viscosité pour des niveaux de pression élevés (dans notre cas la pression peut atteindre 1200 MPa). De même, il faut tenir en compte qu'on utilise le coefficient γ élevé pour montrer bien l'influence.

4.1.5. Influence de la couche grenillée

La surface de la bande est plus écrouie que le cœur due au grenailage. Ici on étudie l'influence de cette couche écrouie sur le volume et la forme de la cavité après la première passe. On a défini son épaisseur à 300 μ m (Paragraphe 3.2.3.5)

On observe une diminution du volume de la cavité d'environ de 15% (Fig. 4.14). La rugosité en terme de Rz ne change presque pas (Fig.4.15). La diminution de volume peut être expliquée par la pression plus élevée qui agit sur la fuite de lubrifiant dans le cas du matériau plus dur en surface (Fig. 4.16).

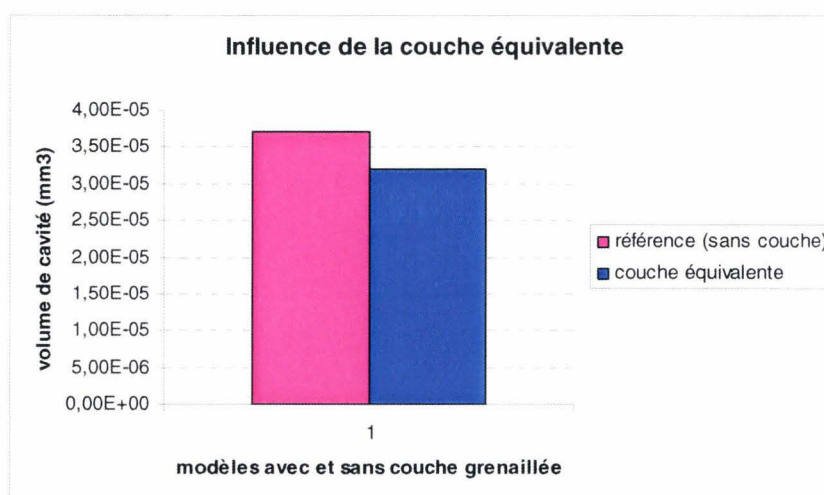


Figure 4.14 : Influence de la couche grenillée sur le volume des cavités

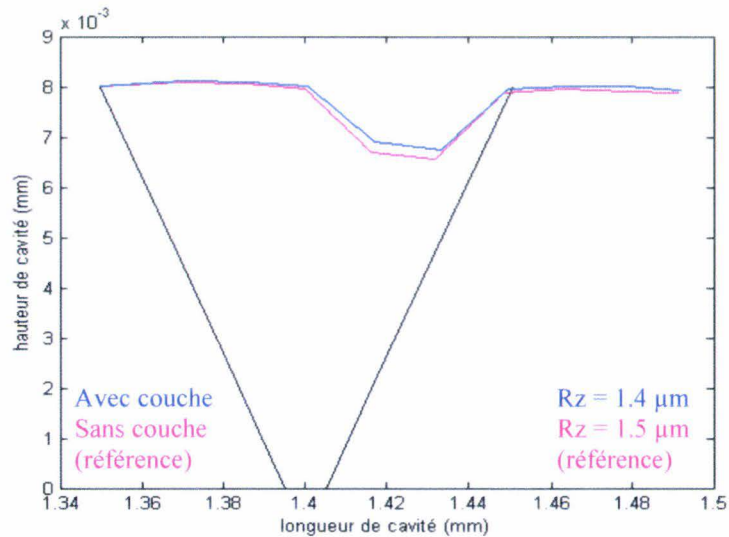


Figure 4.15 : Influence de la couche équivalente sur la forme de la cavité

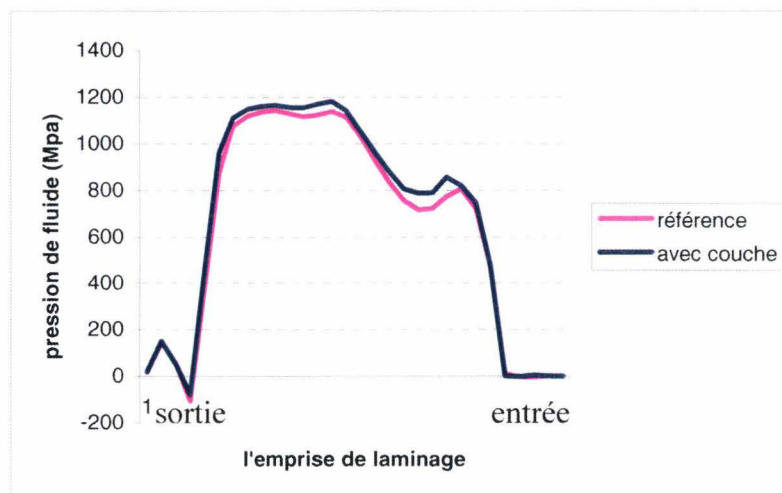


Figure 4.16 : Influence de la couche équivalente sur la pression dans les cavités

4.1.6. Influence de la géométrie initiale de la cavité

En changeant le type de grenailage, on peut obtenir des profils de rugosité différents. Ici on change la longueur de vallée L_v dans la cavité (Fig. 4.17) en fixant les autres paramètres (tels que la hauteur et les angles). On essaie trois valeurs différentes ($L_v = 5; 10$ et $20 \mu\text{m}$).

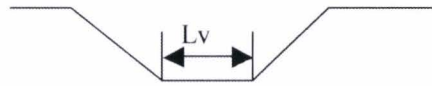


Figure 4.17 : définition de la longueur de la vallée

La diminution du volume final par rapport au volume initial est de 92; 91.5 et 90 % respectivement (Fig. 4.18). Donc l'influence de la longueur de vallée dans l'intervalle étudié, n'est pas importante. De même, on ne voit pas d'influence sur la rugosité en terme de Rz (Fig. 4.19). Mais Rz n'est peut-être pas le facteur le plus représentatif de l'état de surface global notamment en terme de longueur de cavité. De même, pour un L_v donné l'évolution des angles obtenus lors du grenailage devrait être investiguée dans le futur.

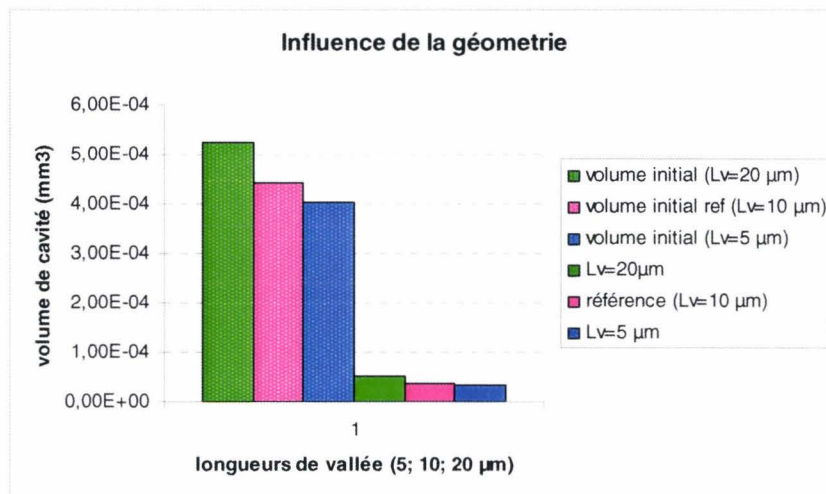


Figure 4.18 : Influence de la longueur de vallée sur le volume des cavités

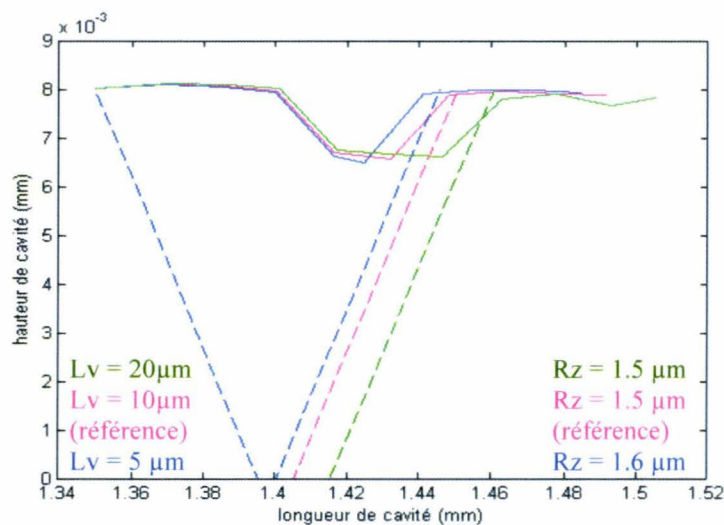


Figure 4.19 : Influence de longueur de vallée sur la forme de la cavité

Même si nous ne voyons pas d'influence de la géométrie de la cavité sur le volume et la rugosité en terme de Rz, nous observons une influence sur les contraintes longitudinales σ_{11} . Plus la longueur de vallée est grande moins les contraintes longitudinales sont élevées. On observe une augmentation des contraintes de 9% pour la petite longueur de vallée (5 μm) par rapport à la longueur de référence (10 μm) et une diminution de 8% pour la grande longueur (20 μm) (Fig. 4.20). L'effet de concentration des contraintes peut expliquer ce phénomène.

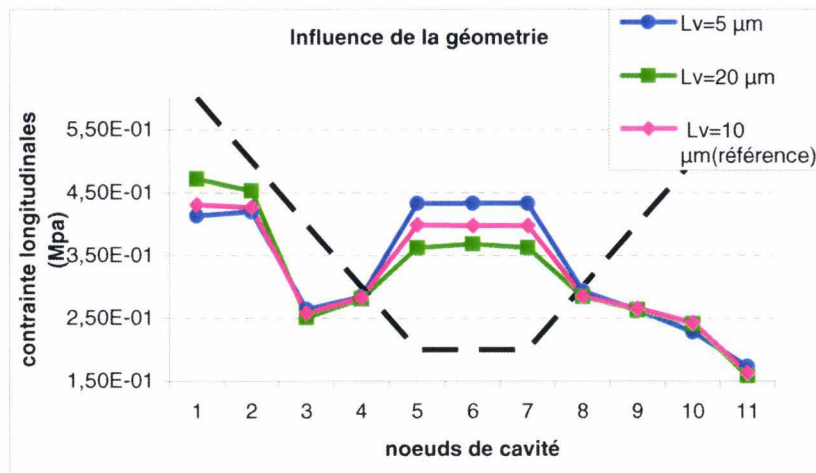


Figure 4.20 : Influence de la longueur de vallée sur les contraintes σ_{11}

4.1.7. Influence de la vitesse de laminage

Ici on étudie différents cas de vitesses de laminage avec le même glissement en avant: dans le premier cas de référence la vitesse de cylindre est 300 m/min et dans le deuxième cas la vitesse de cylindre est deux fois plus élevée, notamment 600 m/min.

On observe une augmentation du volume des cavités avec l'augmentation de vitesse, car dans le cas d'une grande vitesse le terme hydrodynamique dans notre équation (*) augmente et réduit l'influence du terme visqueux.

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} + \frac{(u_r - u_w)h}{2} \quad (*)$$

Plus la vitesse est élevée plus la perte de fluide est réduite induisant un accroissement du volume des cavités (plus de quatre fois par rapport au cas référence) (Fig. 4.21). De même, on a une rugosité finale plus importante (plus de deux fois) par rapport au cas de basse vitesse

(Fig. 4.22). Les mêmes résultats sont observés chez Bech qui confirme pour l'augmentation de vitesse l'augmentation d'influence de la perte de fluide MPHSL.

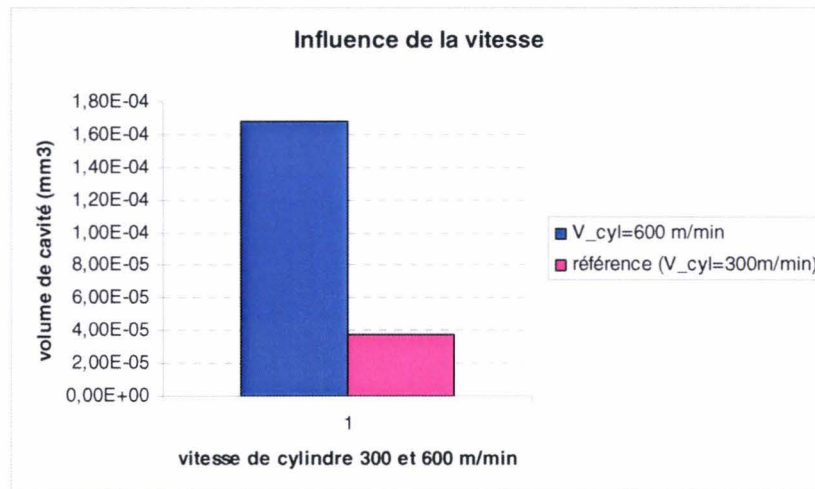


Figure 4.21 : Influence de vitesse de cylindre sur le volume des cavités

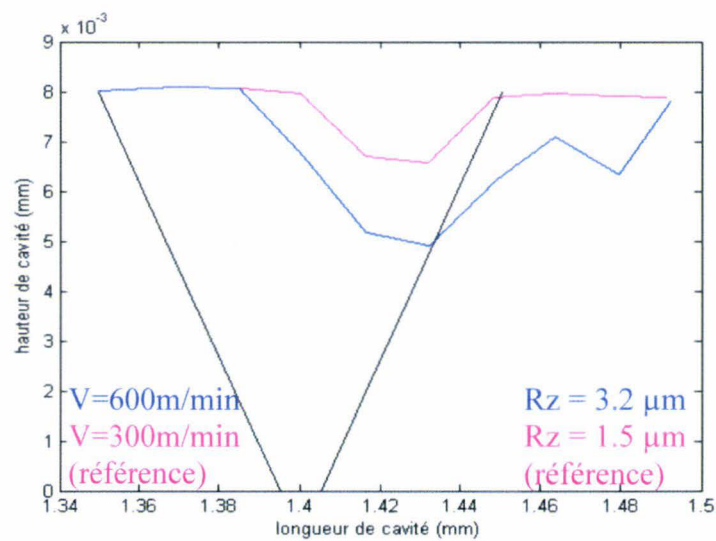


Figure 4.22 : Influence de vitesse de cylindre sur la forme de la cavité

4.1.8. Application à la deuxième passe

Dans ce paragraphe, le volume de la cavité finale et la forme de la cavité sont déterminés pour la deuxième passe. Les paramètres pour la deuxième passe sont les suivants :

Les paramètres de deuxième passe :	
Piezoviscosité de type Barus	
Viscosité du lubrifiant à P_{atm}	$\eta_0 = 0.0065 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Coefficient de pression de la viscosité	$\gamma = 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$
Epaisseur d'entrée	$e_1 = 2.25 \text{ mm}$
Epaisseur de sortie	$e_2 = 1.91 \text{ mm}$
Coefficient de frottement	$\mu = 0.1$
Rayon de cylindre	$R = 30 \text{ mm}$
Vitesse de cylindre	$u_r = 6000 \text{ mm/s}$
Glissement en avant	$G_{av} = 5 \%$

Tableau 4.2 : Paramètres de la passe 2 de laminage de référence

Le volume des cavités diminue effectivement (40% de diminution) (Fig. 4.23). La rugosité finale est diminuée aussi et cette diminution est vraiment importante (de trois fois) (Fig. 4.24). La forme de la cavité est également modifiée. Maintenant on a deux cavités au lieu d'une.

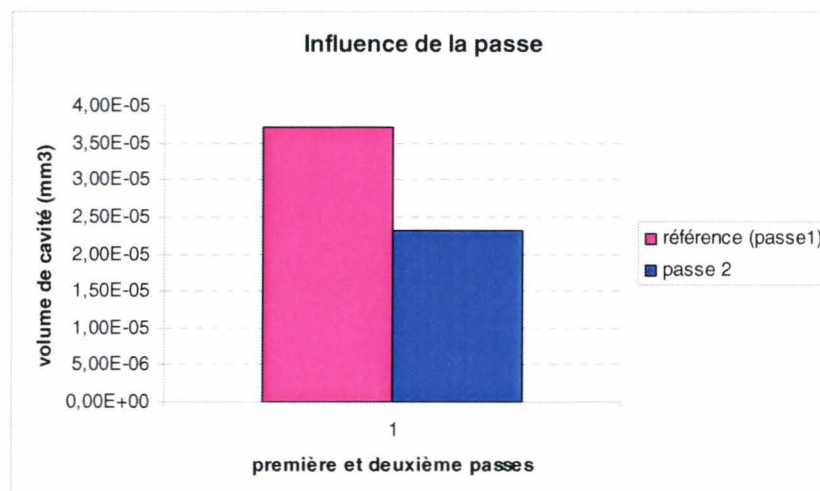


Figure 4.23 : Influence de la passe sur le volume des cavités

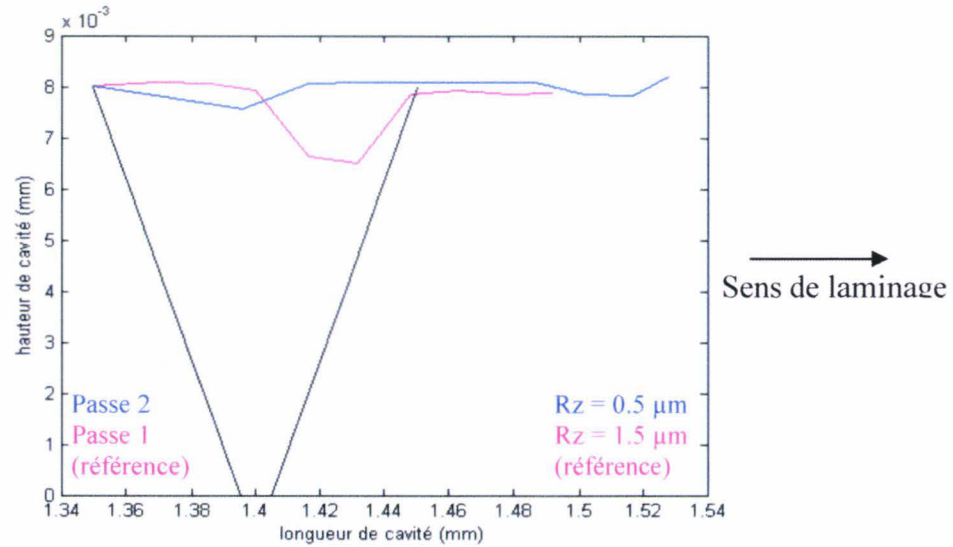


Figure 4.24: Influence de la passe sur la forme de la cavité

On compare nos résultats sur la rugosité finale de la bande en acier AISI 304 issue numériquement avec ceux issus du site pour les deux premières passes. Après la première passe, on observe une diminution de la rugosité en terme de Rz de 75-80 %. Et après la deuxième passe, elle diminue encore de 50-66 %. Les résultats de notre modèle montrent une diminution de 80% après la première passe et une diminution encore de 66 % après la deuxième passe. On a une bonne corrélation entre les résultats de notre modèle et les mesures physiques.

4.2. Conclusion

Une étude paramétrique a été effectuée pour déterminer le rôle de chaque variable de la passe de laminage sur la rugosité de surface de la tôle finale. Dans notre modèle, c'est l'équation de Reynolds locale qui contrôle l'interface et donc les variables qui interviennent dans l'équation. La vitesse de laminage u_r , la réduction de la passe, la viscosité du lubrifiant ainsi que le coefficient de frottement μ ont une influence de premier ordre sur l'écrasement des aspérités.

On fait appel aux travaux de Marsault [MAR98] et Stephany [STE04] pour comparer nos résultats avec ceux existants. Dans son travail, Marsault ne s'intéresse pas à la rugosité au niveau mésoscopique mais au niveau macroscopique car il estime la rugosité finale en terme d'aire réelle de contact et non pas en terme de volume des cavités et de Rz. Dans son cas

l'augmentation de l'aire réelle de contact signifie une diminution de la rugosité et donc l'amélioration de la surface de la tôle.

Dans son travail Marsault, observe l'aire réelle de contact proche de l'unité aux faibles vitesses. Des résultats similaires sont observés par Stephany (Fig. 4.25) L'augmentation de la vitesse de laminage entraîne une augmentation des effets hydrodynamiques. La part de pression supportée par le lubrifiant dans les vallées augmente, et l'aire de contact diminue. Azushima [AZU95] a montré expérimentalement la croissance du taux de contact avec la pression d'interface.

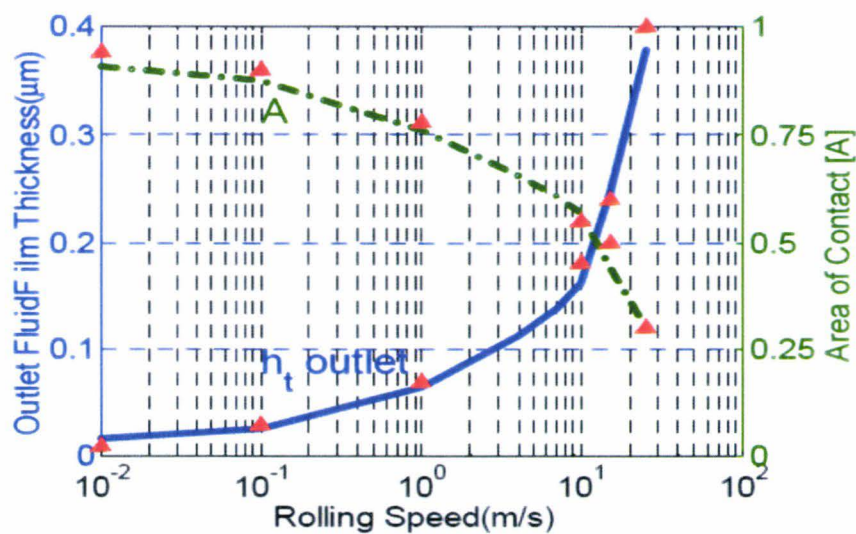


Figure 4.25 : Aire de contact relatif et l'épaisseur de film de lubrifiant vs la vitesse de laminage. Les triangles correspondent aux résultats de Marsault [STE04]

Par ailleurs, Marsault a également testé l'influence des différents paramètres qui peuvent nous intéresser tels que la contrainte d'écoulement σ_0 , la réduction, et les propriétés physiques du lubrifiant telles que sa viscosité initiale η_0 et le coefficient de piézo-viscosité γ .

Pour étudier l'évolution de l'aire réelle A en fonction de la vitesse de laminage, trois valeurs de contrainte d'écoulement σ_0 ont été prises : 200 MPa (cas aluminium), 400 MPa (cas aluminium écroui ou acier) et 800 MPa (cas acier écroui). Aux basses vitesses la contrainte d'écoulement de la bande a peu d'influence sur l'aire réelle de contact. Dans le cas des grandes vitesses la diminution de σ_0 entraîne une diminution de A. On observe la même tendance dans notre travail pour l'acier avec une couche grenillée et sans couche.

L'évolution de A en fonction de la vitesse de laminage a été étudiée pour quatre valeurs différentes de la réduction : 2% (skin pass), 10%, 30% et 50%. Une diminution de la

réduction entraîne une diminution de l'aire de contact. Une diminution de la réduction entraîne une diminution de l'angle d'attaque donc une augmentation de l'épaisseur de film (dans notre cas l'épaisseur de film est proportionnel au volume de cavité). La réduction a donc un effet du premier ordre sur l'écrasement des aspérités.

Pour étudier l'influence de la viscosité initiale trois valeurs différentes η_0 ont été prises : $0.001 \text{ Pa}\cdot\text{s}^{-1}$, $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}^{-1}$. La viscosité initiale du lubrifiant a un effet du premier ordre sur les conditions d'écrasement des aspérités. L'aire de contact diminue avec l'augmentation de la viscosité. De même, trois valeurs de coefficient de piezoviscosité γ ont été étudiées : 10^{-9} Pa^{-1} , 10^{-8} Pa^{-1} et $2 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ ainsi que le cas où la viscosité du lubrifiant est supposée constante et indépendante de la pression. L'effet piezovisqueux est faible entre le cas à viscosité constante et le cas où γ est égal à 10^{-9} Pa^{-1} . Mais pour les valeurs usuelles de γ , 10^{-8} Pa^{-1} à $5 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$, l'effet n'est pas négligeable. Dans notre travail on observe plutôt que l'influence de coefficient de piezoviscosité joue un rôle plus important que la viscosité initiale car dans le cas des grandes pressions la viscosité croît d'une manière exponentielle et peut se multiplier 1000 fois. Mais il faut tout de même garder en mémoire que la loi de Barus surestime la viscosité et pour des niveaux de pression plus élevés la loi de Roelands (Eq. 3.7) représente mieux le comportement du lubrifiant sous hautes pressions.

On a donc défini dans ce chapitre les paramètres d'influence du premier ordre sur l'écrasement des aspérités tels que la vitesse de laminage, la réduction de la passe, la viscosité du lubrifiant ainsi que le coefficient de frottement μ . Ces résultats confirment bien les résultats des travaux existants.

5. BILAN

5.1. Synthèse

Nous nous sommes intéressés à l'état de surface de tôle inox laminée à froid sur laminoir réversible Sendzimir avec une attention plus particulière pour la surface brillante. La surface brillante demande le plus grand soin. Elle sera dégradée si les conditions favorables ne sont pas respectées. La brillance dépend du micro-relief et de la nature des défauts microscopiques superficiels, conséquences des interactions dans l'emprise entre la tôle, les cylindres et le lubrifiant. Il est donc essentiel de bien maîtriser le régime de lubrification et la rugosité des surfaces des bandes entrantes.

Pour améliorer la productivité des laminoirs Sendzimir pour la fabrication des produits plats inoxydables finis « recuit brillant » un modèle numérique de laminage à froid est développé. Tout d'abord pour alimenter ce modèle numérique il est nécessaire de connaître le comportement de l'acier de la bande grenillée ainsi que la tribologie du contact bande-cylindre. Pour déterminer la loi de comportement de la couche grenillée une série d'essais de dureté Vickers a été effectuée. L'identification basée sur une méthode inverse impliquant un essai expérimental de micro dureté Vickers et une modélisation par les éléments finis de l'essai nous a permis de définir l'épaisseur de la couche affectée par le grenillage ainsi que la loi de comportement de cette couche. Pour définir les coefficients de frottement μ une simulation éléments finis de laminage à froid a été mise en place. Ils sont identifiés par la méthode numérique inverse en égalisant les efforts numériques et industriels. Cette identification a été effectuée avec un modèle simple. Elle a permis de définir le frottement, et notamment la sensibilité aux paramètres de conduite de laminoir. Par contre ce modèle n'a pas pris en compte explicitement le régime de lubrification, on ne peut pas voir ce qui se passe au niveau des aspérités. Afin de palier ces problèmes, la présence du lubrifiant ainsi que la rugosité au niveau des aspérités ont été prises en compte dans la suite des travaux.

Une comparaison avec différents modèles existants a été effectuée. Cette étude nous a permis un passage du modèle macroscopique au modèle mésoscopique. L'apport de la théorie du modèle du laminage en régime mixte macro est l'équation de Reynolds qui permet de relier le débit de fluide q et la pression p . L'apport de la théorie du modèle mésoscopique utilisé pour la mise en forme des métaux est la gestion du volume de la cavité.

Cette deuxième phase repose sur une analyse fine du contact en prenant non seulement en compte les effets mécaniques des contacts cylindre/bande, mais également en étudiant l'influence de la présence du lubrifiant emprisonné dans les poches créées par le grenailage. Nous sommes donc confrontés à un problème de couplage fluide-structure où les sommets des aspérités de la bande sont déformés par les cylindres de travail, et les vallées par le lubrifiant.

Le couplage fluide-structure est proposé pour étudier l'écrasement des aspérités de la tôle lors du procédé du laminage à froid. Premièrement la pression de fluide est obtenue en utilisant le modèle fluide-structure, cette pression est hydrostatique. Deuxièmement l'effet dynamique de débit de fluide est ajouté en utilisant la correction du volume. Cette correction est effectuée en utilisant l'équation de Reynolds locale. La méthodologie proposée est appliquée pour déterminer le profil de surface de la bande après le laminage.

La méthode des éléments finis est utilisée pour modéliser la bande qui a un comportement élasto-plastique. Le cylindre est supposé rigide et lisse.

Dans les vallées de la surface en régime mixte, le lubrifiant est supposé Newtonien. Sa viscosité, par rapport à la pression, est prise sous la forme de la loi exponentielle de Barus (pour l'étude de sensibilité à la pression). L'effet de l'écoulement du lubrifiant entre les vallées est pris en compte par l'équation de Reynolds dans le repère local. Les plateaux sont supposés rugueux ce qui permet l'écoulement. Les aspérités sont modélisées comme des trapèzes. L'épaisseur du film de lubrifiant est considérée comme la distance entre les lignes moyennes des surfaces de la bande et de cylindre.

Le modèle permet de calculer en particulier l'évolution de l'aire réelle de contact, des pressions dans les vallées et sur les plateaux, la rugosité selon le terme Rz. Une étude paramétrique a permis de déterminer quelles étaient les variables qui avaient une influence du premier ordre sur l'écrasement des aspérités. Aux faibles vitesses c'est le débit visqueux qui joue un rôle important sur la perte de lubrifiant. Aux grandes vitesses son influence est compensée par le débit hydrodynamique. Le frottement sur les plateaux, le glissement en avant, le taux de réduction, la viscosité jouent aussi un rôle important sur l'écrasement des aspérités.

Les résultats de notre modèle montrent une diminution de rugosité en terme de Rz après les deux premières passes de laminage. Ces résultats confirment bien les résultats des travaux existants. On a donc une bonne corrélation entre les résultats de notre modèle et les résultats industriels.

5.2. Perspectives

Pour l'instant, il existe peu de travaux concernant l'étude de la rugosité au niveau mésoscopique. Dans l'étude de l'évolution de la rugosité de surface lors du laminage à froid, ce travail est un des premiers. Cela explique de nombreuses hypothèses simplificatrices. Dans ce paragraphe, on montre les limites de notre modèle ainsi que ses points faibles. On propose quelques voies d'évolution du modèle pour augmenter sa représentativité physique.

5.2.1. Gestion du fluide

5.2.1.1. Hypothèses du modèle numérique

Des hypothèses ont été faites pour mettre en place le modèle. Tout d'abord ce sont des hypothèses concernant le fluide. On le suppose newtonien. L'écoulement moyen d'un fluide hydrodynamique est régi par l'équation de Reynolds qui décrit la conservation du débit dans le contact. L'hypothèse de film mince a été faite induisant un film d'épaisseur faible et lentement variable (épaisseur est très inférieure aux rayons de courbure, angle de convergence de quelques degrés), viscosité lentement variable. Afin de prendre en compte la piézoviscosité, on utilise la loi de Barus sachant qu'elle surestime la viscosité de l'huile avec la pression élevée.

Une modélisation des éléments finis 2D a été effectuée et donc toutes les hypothèses simplificatrices pour le cas de 2D ont été faites. On suppose l'échange de débit entre les cavités voisines dans la direction de laminage i.e. les cavités arrière et avant et on ne prend pas en compte l'influence des cavités voisines latéralement. La modélisation numérique de 3D pourrait être intéressante afin d'étudier ce phénomène.

Dans notre travail on s'arrête à la deuxième passe car après la rugosité passe au niveau microscopique et dans notre échelle mésoscopique on n'est plus capable de la distinguer. Après la deuxième passe de laminage notre aire de contact arrive à 80% car on reste dans nos hypothèses de cylindre et plateaux lisses. Lors des passes suivantes les aspérités écrasées ont l'ordre de grandeur de la rugosité du cylindre ainsi on ne peut plus négliger la rugosité de ce dernier.

5.2.1.2. Gestion de lubrification en entrée de l'emprise

Pendant l'étude de sensibilité de la forme des cavités par rapport au frottement, à la piézoviscosité et à la vitesse, on observe une cavité secondaire (Fig. 4.13 et 4.22). La problématique posée est : Ce phénomène est-il purement numérique ou a-t-il un sens physique ? Pour comprendre la nature de ce phénomène, on a observé l'évolution de la forme de cavité dès le début (Fig. 5.1). Un bourrelet apparaît au bord de la cavité dès le premier contact dans la zone de déformation élastique et modifie sa forme provoquant l'apparition d'une cavité secondaire.

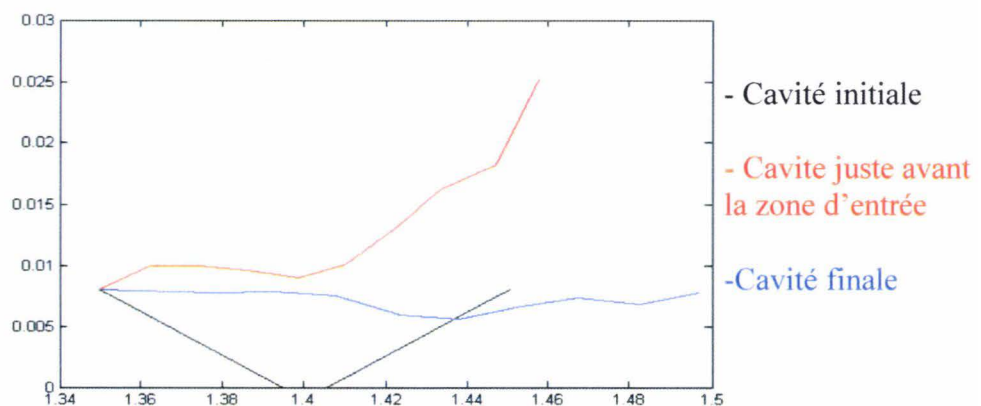


Figure 5.1 : Evolution de la forme de la cavité au cours du laminage

Dans notre modèle, on fait l'hypothèse que le fluide fuit de la cavité quand elle vient au contact i. e. quand la cavité est enfermée de deux cotés. Le problème qui apparaît c'est la gestion de la pression. En réalité si un bord de la cavité est déjà au contact et l'autre non la pression interne est atmosphérique et le fluide peut partir. Dans notre modèle numérique sous ABAQUS, la pression dans la cavité est élevée ($\sim 300\text{MPa}$) et la cavité garde son volume. En essayant de garder son volume, la cavité se déforme et crée un bourrelet à l'entrée. Due à ce bourrelet, une petite cavité apparaît. Pour éviter ce problème, on veut avoir la pression atmosphérique dans la cavite. Comme on ne peut pas la gérer directement, on fait partir le fluide jusqu'au moment où la pression dans la cavité arrive à la pression atmosphérique. Avec cette solution, on évite des bourrelets au bord de la cavité ainsi que l'apparition des cavités secondaires (Fig. 5.2).

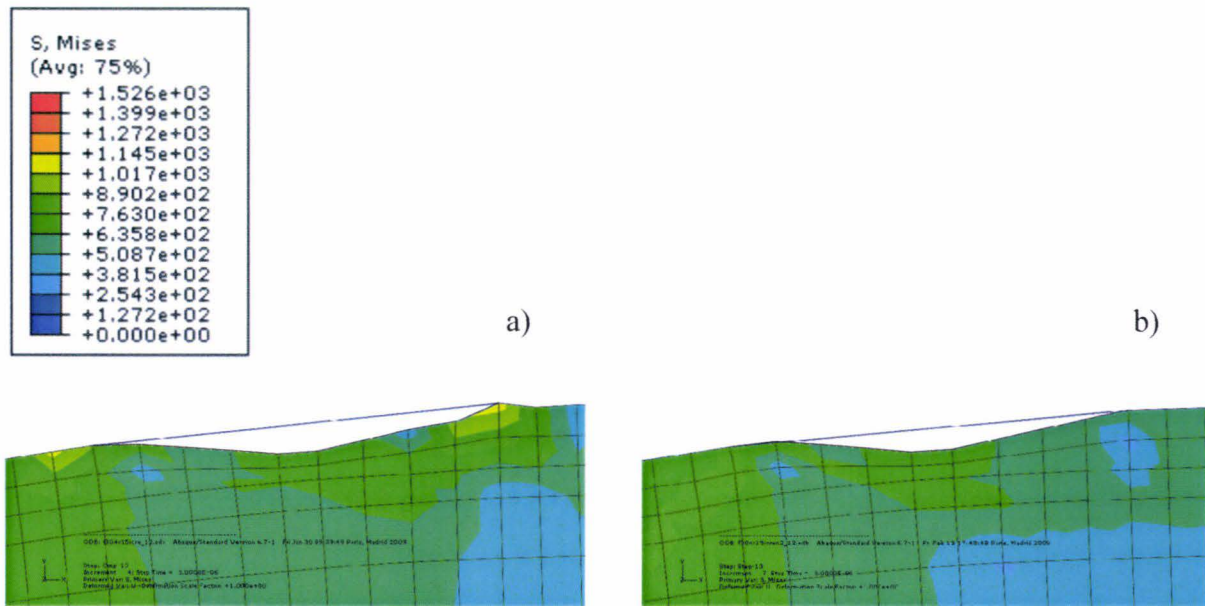


Figure 5.2 : Diminution du bourrelet a) Pression est égale 265 MPa b) Pression est ~ 10 MPa

Pour estimer le fluide qui part, on utilise la méthode de dichotomie. Le procédé trouve la racine de l'équation $F(x) = 0$, où $F(x)$ est une fonction continue sur l'intervalle $[a, b]$ et qui corresponde à la condition $F(a)F(b) < 0$. Pour trouver la racine, on divise l'intervalle $[a, b]$ par deux et on choisit le demi-intervalle aux bouts duquel les signes de $F(x)$ sont différents. On répète le processus jusqu'au moment où la longueur de l'intervalle est inférieure de ϵ . Dans notre modèle, on estime le débit de fluide qui fuit à partir de la connaissance de la pression dans la cavité et on relance les calculs jusqu'à la bonne pression c'est à dire ± 10 MPa.

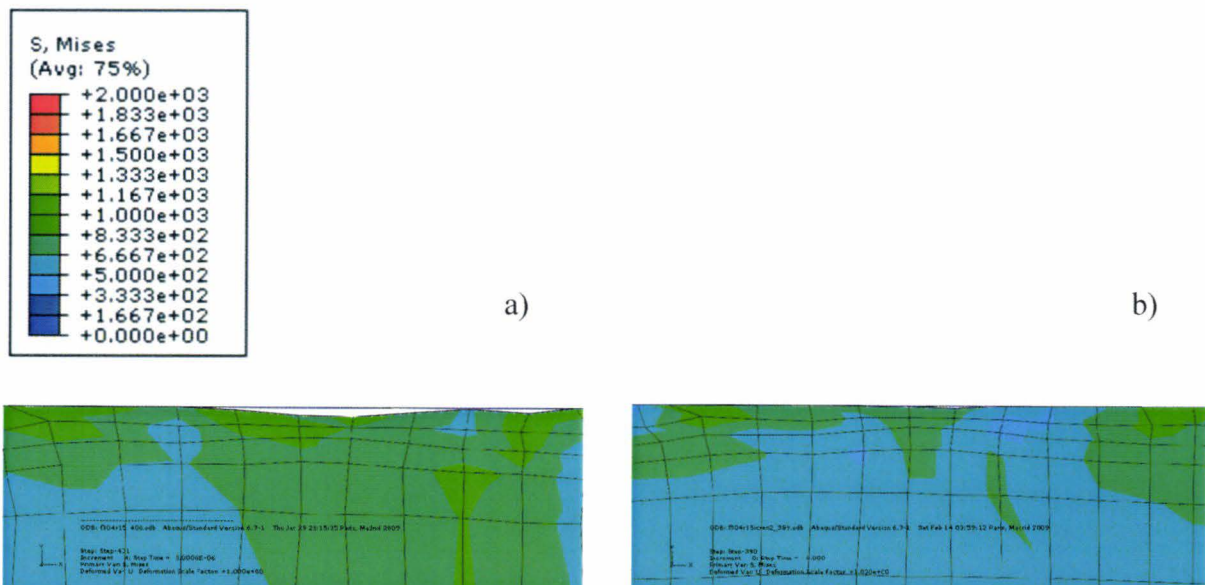


Figure 5.3 : Disparition de la deuxième cavité a) Modèle ancien b) Modèle amélioré

Avec cette modification du modèle, la pression dans les cavités est bien gérée dès le début et les résultats finals sont corrects. A la sortie des calculs, on a une forme de la cavité qui est plus réaliste (Fig. 5.3). On observe la diminution du volume des cavités de 70% (Fig. 5.4) car on impose au fluide de quitter la cavité dans la zone avant entrée. Avec cela on a une diminution de la rugosité en terme de Rz de 55%.

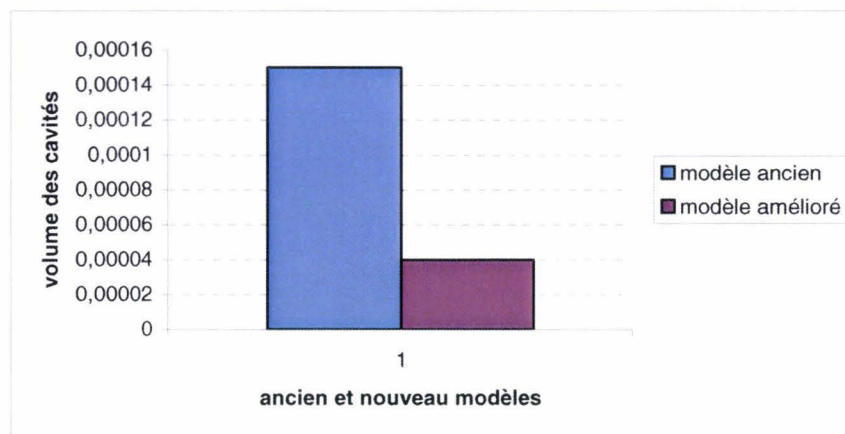


Figure 5.4 : Volume des cavités avant et après l'amélioration du modèle

5.2.2. Vers une validation expérimentale

Nous avons mis en place la modèle numérique il nous manque maintenant la validation par les essais expérimentaux. Les mesures sur site des paramètres de réglage du laminoir et des efforts de laminage sont difficiles à obtenir et dépendantes de la production. Par contre au sein du laboratoire LAMIH un banc d'essai reproduisant le contact bande-cylindre pendant le laminage à froid a été développé [DEL01]. Il faut analyser les sensibilités étudiées numériquement dans cette thèse sur le plan expérimental.

Il reste important de disposer à moyen terme de données industrielles fiables en effort ce qui est loin d'être évident. L'effort connu sur la crémaillère en haut de cage est trop loin de l'emprise.

Parmi les valeurs inconnues, il y a aussi la viscosité du lubrifiant. On a des idées sur la valeur initiale η_0 mais on ne connaît pas le paramètre de piezoviscosité γ . Alors qu'on a montré son influence.

La présence d'une couche de transfert sur le cylindre n'est pas étudiée plus précisément. On suppose le cylindre lisse aussi que les plateaux de l'aspérité tandis que cela pourrait être intéressant de modéliser le cylindre et les plateaux rugueux. Dans notre modèle,

on reste au niveau mésoscopique et on utilise la rugosité moyenne entre les plateaux et le cylindre juste pour définir l'épaisseur du film de lubrifiant.

5.2.3. Modèle d'endommagement

Dans le chapitre 4, on a parlé du problème de fissuration au fond des cavités après le procédé de laminage. Pour prédire le risque de l'apparition de fissures au fond de la cavité, nous avons observé les contraintes normales dans le sens de laminage σ_{11} dans la cavité (Fig. 4.3, 4.8, 4.17). L'idée ici est de mettre en œuvre le modèle d'endommagement qui permettra de prédire l'apparition des dégradations en fond de cavité.

L'endommagement progressif de la matière aboutissant à la naissance et à la propagation des fissures est modélisé avec la loi de Lemaitre [LEM85]. Dans cette approche, l'endommagement est caractérisé par une variable D définissant le rapport de la surface des fissures ΔA_v sur la surface apparente A_r d'un élément de volume :

$$D = \frac{\Delta A_v}{A_r} \quad (5.1)$$

A partir des lois de la mécanique des milieux continus, Lemaitre exprime la variable D en fonction des propriétés du matériau et des variables mécaniques locales [HUA05] :

$$D = \int_0^{\varepsilon_p} \frac{D_c}{\varepsilon_c - \varepsilon_D} \left[\frac{2}{3}(1+\nu) + 3(1-2\nu) \left(\frac{\langle \sigma_H \rangle}{\sigma_{eq}} \right)^2 \right] (\varepsilon_p)^{2/n} d\varepsilon_p \quad (5.2)$$

- avec
- D_c : endommagement critique avant rupture
 - ε_c : déformation plastique critique avant rupture
 - ε_D : déformation plastique seuil avant apparition de l'endommagement
 - n : coefficient d'écrouissage de Hollomon
 - ν : coefficient de Poisson
 - σ_{eq} : contrainte équivalente de Von Mises
 - ε_p : déformation plastique équivalente
 - $\langle \sigma_H \rangle$: partie strictement positive de la contrainte hydrostatique

Au sein du laboratoire LAMIH, une simulation numérique de traitement du dommage a été développée [HUB09]. Par contre l'implantation de la loi d'endommagement nécessite l'identification de plusieurs paramètres dont on ne connaît pas les valeurs telles que : la valeur critique D_c , la variable ϵ_p , le coefficient d'érouissage de Hollomon n . Pour faire un exemple de calcul de l'endommagement, on utilise des valeurs de bibliographie pour un acier bas carbone, qui ne correspondent pas à notre acier inoxydable. La figure 5.5 représente le calcul de variable d'endommagement D pour les deux valeurs de frottement différentes. On observe l'endommagement plus élevé en fond de la cavité dans le cas d'un frottement faible ($\mu=0.01$). Ce résultat prouve l'intérêt d'étudier le problème d'endommagement plus précisément.

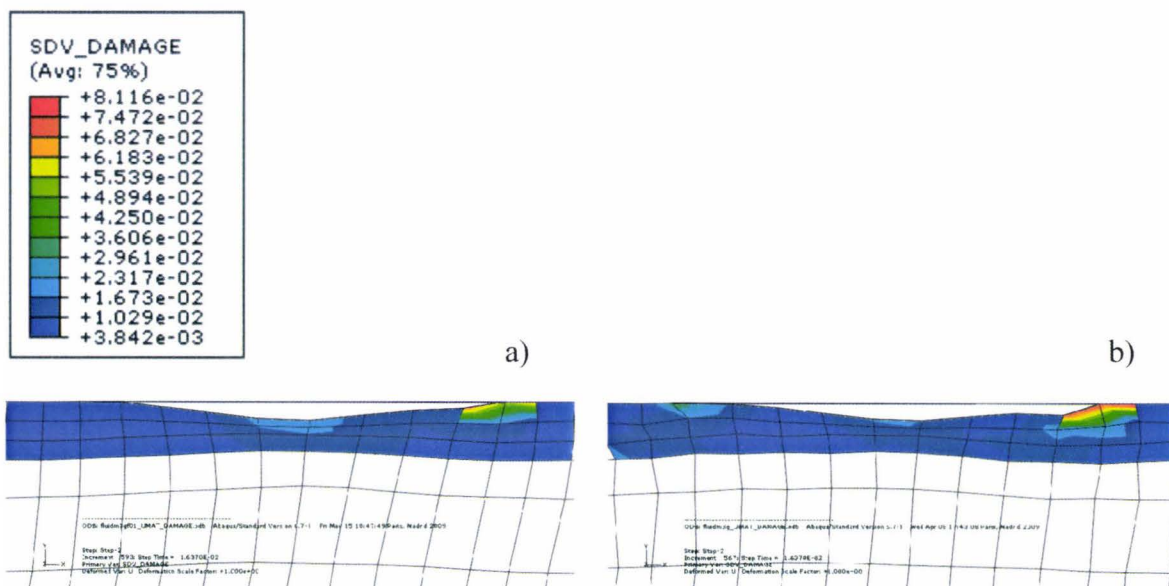


Figure 5.5 : Endommagement au fond de la cavité : a) coefficient de frottement $\mu = 0.01$
 b) coefficient de frottement $\mu = 0.1$

REFERENCES

- [ABA98] Abaqus, Standard version 6.7, Theory manual, HSK inc. 1998.
- [ANT06] J.M. Antunes, L.F. Menezes, J.V. Fernandes, Three-dimensional numerical simulation of Vickers indentation tests, *International Journal of Solids and Structures* 43, 784–806, 2006
- [AYE96] J. Ayel, *Lubrifiants – Propriétés et caractéristiques*, Techniques de l'ingénieur, B5340, 1996
- [AZU95] A. Azushima, Direct observation of contact behavior to interpret the pressure dependence of the coefficient of friction in sheet metal forming, *Annals of CIRP*, Vol. 44, pp. 209-212, 1995
- [BAT02] K. -J. Bathe, *Finite-Elemente-Methoden*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2002.
- [BEC99] J. Bech, N. Bay, M. Eriksen, Entrapment and escape of liquid lubricant in metal forming, *Wear*, Vol 232 134-139, 1999
- [BER05] G. Beranger, H. Mazille, *Approche scientifique des surfaces. Caractérisation et propriétés*, Techniques de l'Ingénieur, Traitement des métaux, M1425, 2005
- [CAH97] V. Cahouët, *Contribution à l'étude de la lubrification plastohydrodynamique*, Thèse de INSA de Lyon, 1997.
- [CAL08] E. Calmels, *Influence des huiles de laminage sur le comportement tribologique des aciers inoxydables lors du laminage à froid, rapport de stage de master l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis*, 2008
- [CHU62] P.S. CHU and A. Cameron, Pressure viscosity characteristics of lubricating oils. *Journal Institute of Petroleum*, Vol. 48, pp. 147-155, 1962
- [CUN00] P.J. Cunat, *Aciers inoxydables – Fabrication*,. Techniques de l'Ingénieur, M4543, 2000
- [CUN00a] P.J. Cunat, *Aciers inoxydables – Critères de choix et structures*,. Techniques de l'Ingénieur, M4540, 2000
- [CUN00b] P.J. Cunat, *Aciers inoxydables – Résistance à la corrosion*,. Techniques de l'Ingénieur, M4541, 2000
- [DAL99] G. Dallemagne, *Fluides hydrauliques – Facteurs d'influence*. Techniques de l'Ingénieur, BM6010, 1999

- [DEL01] R. Deltombe, De la lubrification à la pollution : une contribution à l'étude du laminage à froid, Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2001
- [DIE94] F. Diet, Note interne Ugine, 1994
- [DOW05] D. Dowson, M. Priest, G. Dalmaz and A.A. Lubrecht (Eds), Lifecycle tribology, Elsevier ISBN: 0-444- 51687-5, 2005
- [GWA05] P.W. Gwanyama, K-S test for goodness of fit and waiting times for fatal plane accidents, International Journal of Mathematical Education in Science and Technology, Vol. 36, No. 4, 333-343, 2005
- [HAU93] G. Hauret, Lubrification et état de surface en laminage à froid des aciers inoxydables, Thèse de ENS des Mines de Paris, 1993
- [HEL04] F. Hélénon, Modélisation de l'interface lopin-outil lors des opérations de matriçage, Thèse de INSA de Lyon, 2004
- [HUA05] S. Huart, Nouvelles approches des dégradations des revêtements : application au skin-pass des tôles galvanisées, Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2005
- [HUB09] C. Hubert, M. Dubar, A. Dubois, L. Dubar, 3D Modeling of Edge Trimming Process, 12th ESAFORM International Conference, Twente, 2009
- [KEN97] K. Kenmochi, I. Yarita, Flattening of grooves formed of intergranular corrosion for austenitic stainless steel strip in cold rolling, ISIJ Vol. 83, No 8, 1997
- [LEN02] J.G. Lenard (Editeur), Metal forming science et practice, 2002
- [LEM85] J. Lemaitre, A continuous damage mechanics model for ductile fracture, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 107, 83-89, 1985
- [LET00] N. Letalleur, Influence de la géométrie des aspérités dans un contact hydrodynamique lubrifié ultra mince. Effets locaux et comportements moyens. Thèse de INSA de Lyon, 2000
- [LET01] N. Letalleur, F. Plouraboué, M. Prat, Ecoulement de lubrifiant entre surfaces rugueuses en mouvement relatif, La revue de la métallurgie, 2001
- [LOU08] K. Louasil, Laminage à froid des aciers : Analyse des mécanismes de lubrification et de leurs impacts sur l'usure et le frottement, Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2008
- [LUB01] T. Lubrecht, D. Mazuyer, P. Cann. Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsion and greases. C R Acad. Sci Paris, vol 2, 717-728, 2001
- [MAR98] N. Marsault, Modélisation du régime de lubrification mixte en laminage à froid, Thèse Ecole des Mines de Paris, 1998

- [MON00] P. Montmitonnet, Modélisation du contact lubrifié – exemple de la mise en forme des métaux, *Mécanique Industrielle*, Vol. 1, pp 621-637, 2000
- [MON01] P. Montmitonnet, N. Marsault, P. Deneuve, P. Gratacos, Un modèle de lubrification en régime mixte du laminage, *La revue de la métallurgie*, 2001
- [MON01a] P. Montmitonnet. Plasto-hydrodynamic lubrication (PHD), application of lubrication theory to metal forming processes, *C. R. Acad. Sci. Paris*, t. 2, Série IV 729–737, 2001.
- [MON02] P. Montmitonnet, Défauts de laminage. Que modéliser et pourquoi? *Techniques de l'ingénieur, Laminage*, M3065, 2002
- [PAT79] N. Patir, H.S. Cheng, Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces, *ASME J. Lubric. Technol.* 101, 220–230, 1979
- [PER03] A. Pertuz, L'indentation Vickers et Knoop des matériaux massifs ou revêtus : Dureté, ténacité et adhérence, Thèse de l'Université des Sciences et Technologies de Lille, 2003
- [RIZ00] B. Rizoulières, Couches de transfert et tribologie du laminage à froid des aciers inoxydables, Thèse Ecole des Mines de Paris, 2000
- [SAN06] M. Saniei and M. Salimi. 'Development of a mixed film lubrication model in cold rolling', *J. of Mat. Proc. Technol.*, 177, 575–581, 2006
- [SCH02] J.A. Schey, *Tribology in Metal Forming, friction, lubrication and wear*, Edt. Metal Parks Ohio, ASM ISBN: 0871701553, 1983
- [SHE94] S. Sheu, W.R.D. Wilson, Mixed Lubrication of strip rolling, *STLE Trib. Trans.* 37, 483–493, 1994
- [STE04] A. Stephany, J.P. Ponthot, C. Collette, J. Schelings, Efficient algorithmic approach for mixed-lubrication in cold rolling, *J. of Mat. Proc. Technol.*, 153-154, 307-313, 2004
- [STE04a] A. Stephany and J.P. Ponthot. 'Improvement of an Iterative and Staggered Approach for a Model of Mixed- Lubrication in Cold Rolling', *Materials processing and design: Modelling, simulation and applications NUMIFORM*, Eds S.Ghosh, J.M. Castro and J.K. Lee, American Institute of Physics 406-411, 2004
- [STE05] A. Stephany, H.R. Le, M.P.F. Sutcliffe, An efficient element model of surface pit reduction on stainless steel in metal forming processes, *J. of Mat. Proc. Technol.*, 2005
- [TSA77] Y.H. Tsao, L.B. Sargent, A mixed lubrication model for the cold rolling of metals, *ASLE Trans.* 20, 55–63, 1977
- [TAG95] J. Tagalian, P. Rossell, Le laminage à froid des aciers inoxydables: technologie des laminoirs Sendzimir et exploitation, Cours "Perfectionnement en fabrication de produits plats à froid", CESSID, 1995

- [VER95] P. Vergne and D. Nélias, Tribological and Rheological Properties of MIL-L-23699 Lubricant, Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama, Japan, 1995
- [VER00] A. Verleene, Vers la maîtrise de la dégradation des outillages de mise en forme à froid, Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2000
- [WEB06] M.D. Weber, Minimum Kolmogorov–Smirnov test statistic parameter estimates, Journal of Statistical Computation and Simulation Vol. 76, No. 3, 195–206, 2006
- [WIH99] A. Wihlborg, R. Crafoord. 'Steel sheet surface topography and its influence on friction in a bending under tension friction test', International Journal of Machine Tools and Manufacture, 41, 1953-1959, 1999
- [WIK08] D. Wiklund, B. G. Rosen, L. Gunnarsson. Frictional mechanisms in mixed lubricated regime in steel sheet metal forming. 10th international conference on metrology and properties of engineering surfaces. 474-479, 2008
- [WIL71] W.R.D. Wilson, J.A. Walowit, An isothermal hydrodynamic lubrication theory for strip rolling with front and back tension, Tribol. Convection I. Mech. E C86171, 164–172, 1971
- [WIL88] W.R.D. Wilson and S. Sheu, Real area of contact and boundary friction in metal forming, Int. J. Mech. Sci. Vol. 30, No. 7 475-489, 1988

Annexe 1 : Test de Kolmogorov-Smirnov

En statistiques, le test de Kolmogorov-Smirnov [GWA05], [WEB06] est un test d'hypothèse utilisé pour déterminer si un échantillon suit bien une loi donnée connue par sa fonction de répartition continue, ou bien si deux échantillons suivent la même loi.

Ce test repose sur les propriétés des fonctions de répartition empirique. Une fonction de répartition F d'une variable aléatoire X est définie pour tout nombre réel x , par :

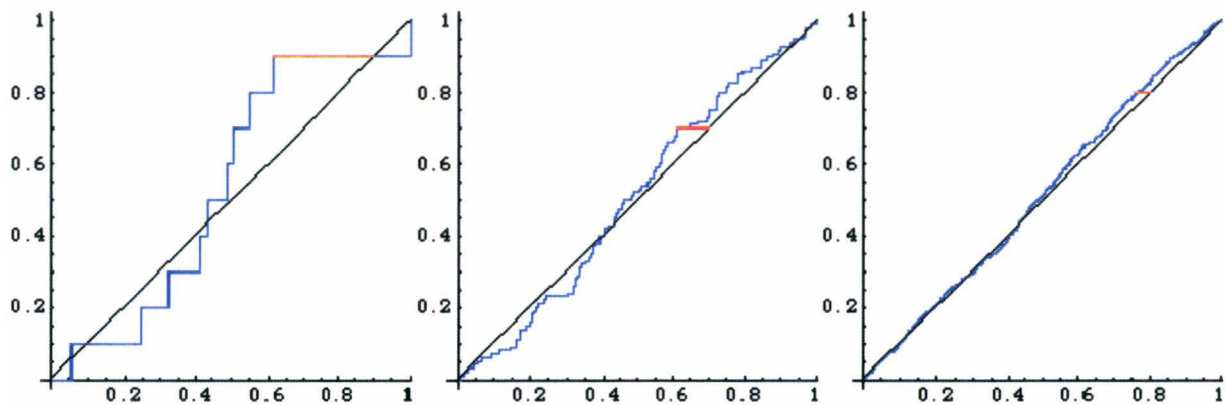
$$F(x) = P(X < x) \quad (1)$$

En d'autres termes, $F(b)$ est la probabilité que la variable aléatoire X prenne une valeur inférieure à b . Pour un échantillon uniformément distribué entre 0 et 1, on a $F(x) = x$, avec x compris entre 0 et 1.

Exemple :

Soit la suite ordonnée de $n=10$ nombres pseudo-aléatoires: 0.0582795, 0.248849, 0.326321, 0.411576, 0.435057, 0.485013, 0.5035, 0.547168, 0.611682, 0.998397. La fonction de répartition $F_n(x)$ de cet échantillon sera (en bleu dans le graphique de gauche) :

$$F_n(x) = \frac{\text{nombre de } X_1, X_2, \dots, X_n \leq x}{n} \quad (2)$$



10 nombres,
 $D = 0.2883 < 0.410$,
 accepté ($\alpha = 5\%$)

100 nombres,
 $D = 0.0833 < 0.136$,
 accepté ($\alpha = 5\%$)

1000 nombres,
 $D = 0.0433 > 0.043$,
 refusé de justesse ($\alpha = 5\%$)

Figure 1 : Comparaison des fonctions numérique et empirique

On remarque que quand n augmente, $F_n(x)$ se rapproche de $F(x)$. Le test de Kolmogorov-Smirnov compare la fonction de répartition uniforme avec la fonction

de répartition de l'échantillon empirique. L'idée est de calculer la distance maximale (en rouge sur les graphiques) entre les fonctions théoriques et empiriques. Si cette distance dépasse une certaine valeur, qu'on lira dans un tableau, on dira que l'échantillon est mauvais.

Méthode :

On procède de la façon suivante :

1. Générer n nombres aléatoires entre 0 et 1 et les trier par ordre croissant : X_1, X_2, \dots, X_n .
2. Calculer $D^+ = \max_{1 \leq i \leq n} \left\{ \frac{i}{n} - X_i \right\}$ et $D^- = \max_{1 \leq i \leq n} \left\{ X_i - \frac{i-1}{n} \right\}$
3. Calculer $D = \max(D^+, D^-)$
4. Déterminer la valeur critique $D_\alpha(n)$ dans le tableau ci-dessous.
5. Si $D > D_\alpha(n)$, on dit que l'échantillon est mauvais (Tab. 1).

Taille de l'échantillon (n)	Seuils critiques $D_\alpha(n)$				
	$\alpha = .80$	$\alpha = .85$	$\alpha = .90$	$\alpha = .95$	$\alpha = .99$
1	.900	.925	.950	.975	.995
2	.684	.726	.776	.842	.929
3	.565	.597	.642	.708	.828
4	.494	.525	.564	.624	.733
5	.446	.474	.510	.565	.669
6	.410	.436	.470	.521	.618
7	.381	.405	.438	.486	.577
8	.358	.381	.411	.457	.543
9	.339	.360	.388	.432	.514
10	.322	.342	.368	.410	.490
11	.307	.326	.352	.391	.468
12	.295	.313	.338	.375	.450
13	.284	.302	.325	.361	.433
14	.274	.292	.314	.349	.418
15	.266	.283	.304	.338	.404
16	.258	.274	.295	.328	.392
17	.250	.266	.286	.318	.381
18	.244	.259	.278	.309	.371
19	.237	.252	.272	.301	.363
20	.231	.246	.264	.294	.356
25	.210	.220	.240	.270	.320
30	.190	.200	.220	.240	.290
35	.180	.190	.210	.230	.270
> 35	$1.07 / \sqrt{n}$	$1.14 / \sqrt{n}$	$1.22 / \sqrt{n}$	$1.36 / \sqrt{n}$	$1.63 / \sqrt{n}$

Tableau 1 : Quantiles du test de Kolmogorov-Smirnov

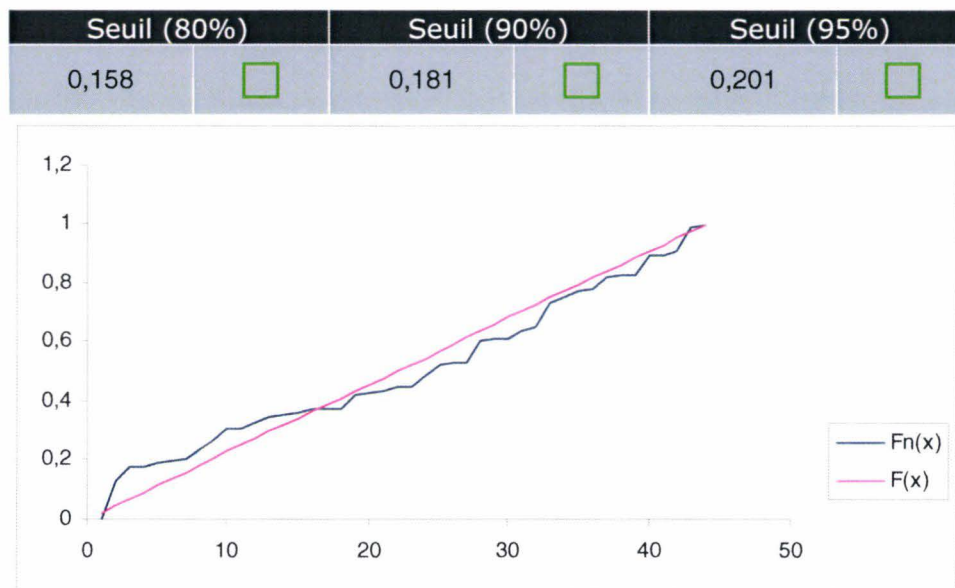
Résultats des essais de Vickers

Au cours de notre travail la campagne d'essais de Vickers ont été faits pour les charges 50, 100, 300, 500 et 1000g. Une analyse statistique des mesures expérimentales est ensuite effectuée pour ajuster la population des diamètres à une loi normale. Le teste de Kolmogorov-Smirnov permet d'évaluer les limites acceptable entre une probabilité théorique et la probabilité observé.

Ce test est satisfaisant lorsque la table de distribution fournit un pourcentage supérieur à 80%. Dans ce cas, le diamètre moyen statistique est conservé. Dans le cas contraire des indentations supplémentaires doivent être menées.

Figures 2-7 représentent des résultats de test de Kolmogorov-Smirnov pour trois cas de charges pour deux nuances de l'acier. Le test de probabilité montre que ces diamètres sont très proches des diamètres idéaux.

AISI 304 :



**Figure 2 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 50g.
Nombre d'échantillons est 44. Erreur est égal à 0.128**

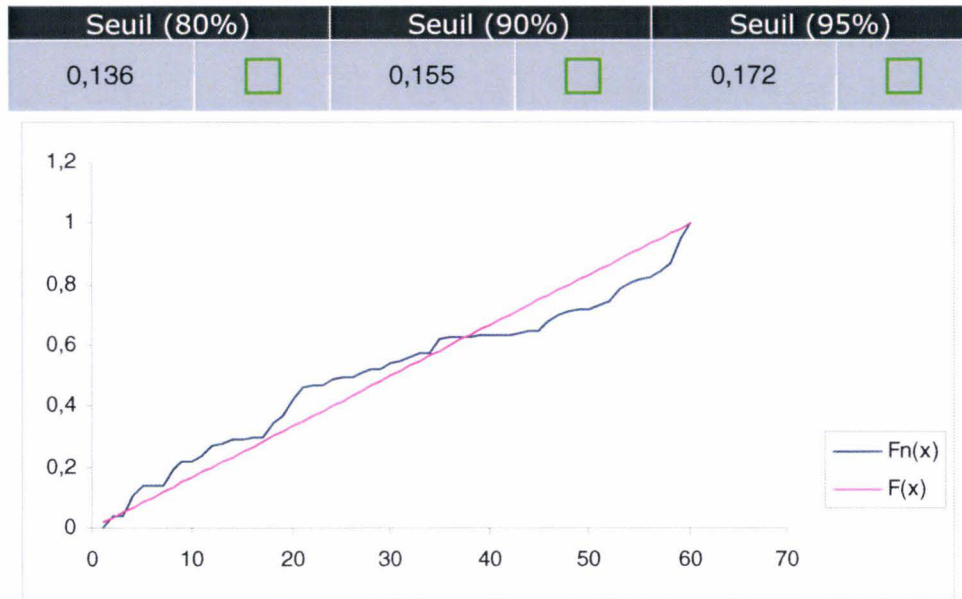


Figure 3 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 100g.
Nombre d'échantillons est 60. Erreur est égal à 0.128

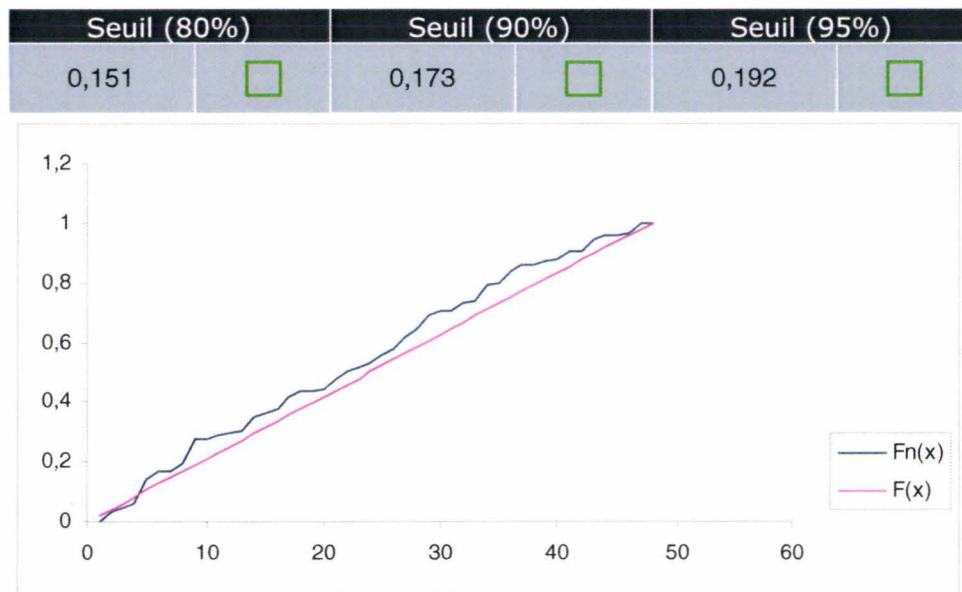


Figure 4 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 300g.
Nombre d'échantillons est 48. Erreur est égal à 0.111

AISI 430 :

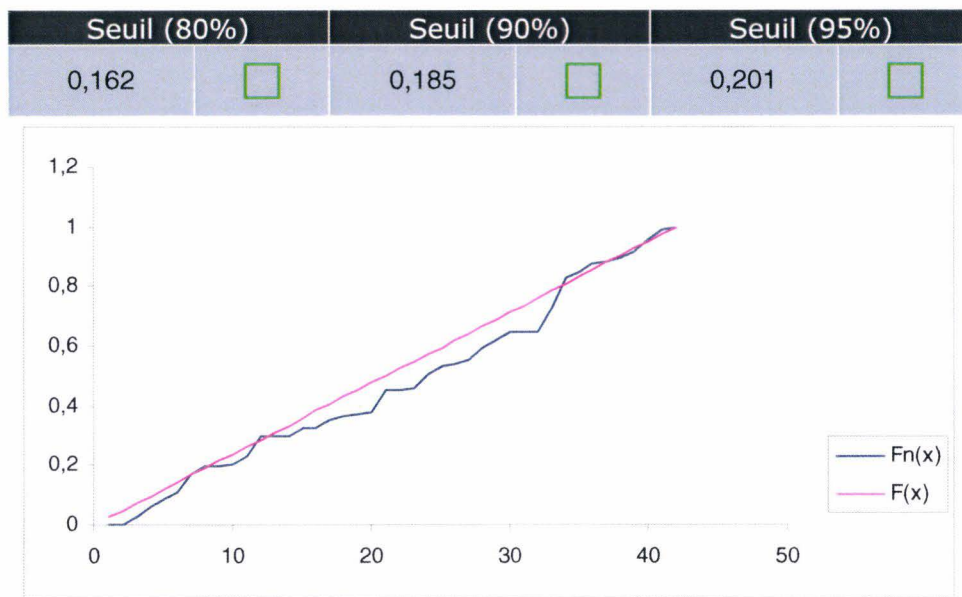


Figure 5 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 50g.
Nombre d'échantillons est 42. Erreur est égal à 0.112

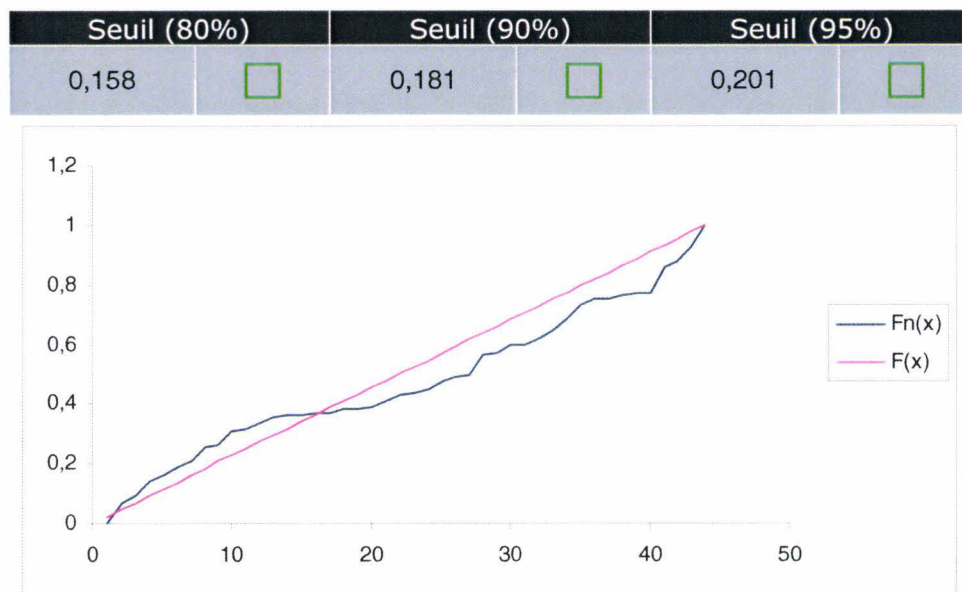


Figure 6 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 100g.
Nombre d'échantillons est 44. Erreur est égal à 0.135

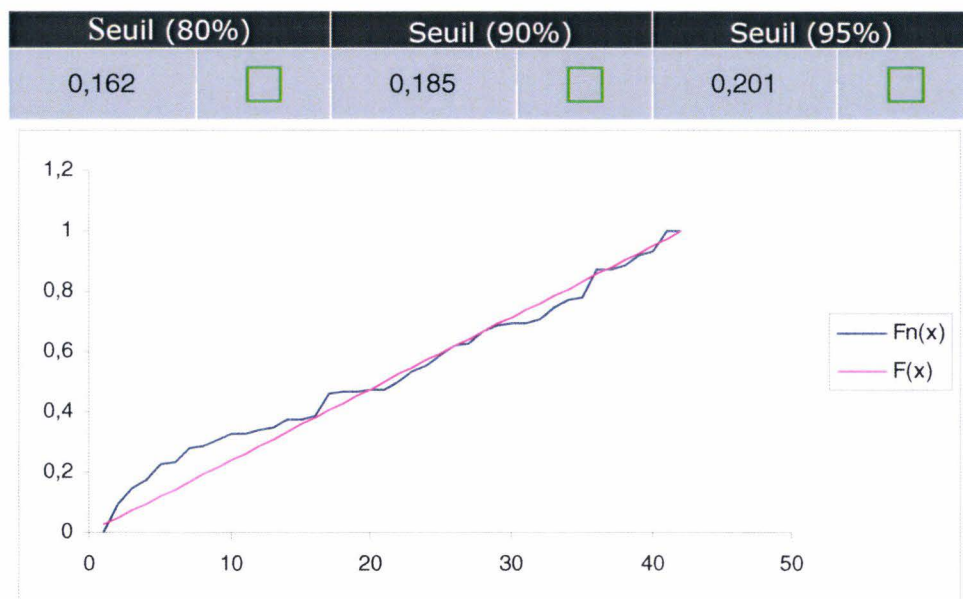


Figure 7 : Comparaison des fonctions numérique et empirique pour des essais de 300g.
Nombre d'échantillons est 42. Erreur est égal à 0.137

Annexe 2 : Caractérisation pratique des surfaces industrielles

La caractérisation des surfaces industrielles repose sur l'utilisation de méthodes adaptées qui ont pour but de répondre à certains critères, souvent de nature normative. Cette caractérisation est de type [BER05] :

- *analytique* : connaître la nature des éléments chimiques, leur concentration, leur valence et parfois leurs liaisons chimiques ;
- *géométrique (ou topographique)* : tracer le profil de rugosité et déterminer certains critères physiques et statistiques associés à celui-ci ;
- *mécanique* : mesurer des déformations et, par le calcul, en déduire des contraintes associées avec leur signe (contraintes de tension ou de compression), leur intensité et, si possible, leur distribution ;
- *structural et textural* : observer la taille et la forme des grains, leurs orientations et leurs « poids » (textures) en ayant présent à l'esprit que ces caractéristiques ne sont pas les mêmes en surface (ou en zone superficielle) et à cœur. Cela est valable pour les matériaux monolithiques et prend toute son importance dans le cas des revêtements épais.

Nous nous intéressons plus précisément à la caractérisation.

Caractérisation géométrique

Il s'agit là de déterminer les irrégularités de la surface, donc sa topographie. Pendant longtemps, l'approche était réalisée par contact mécanique à l'aide d'un palpeur. Fort utile et aisée à mettre en œuvre, cette méthode trouve sa limite avec le rayon de courbure de la pointe du palpeur. Pour cette raison, dans certains cas, on procède successivement à des tracés de profils rugosimétriques avec deux palpeurs ayant des rayons différents.

À partir d'un profil de rugosité tracé sur une longueur L , on peut déterminer, en pratique courante, trois critères :

- la *rugosité totale* R_t correspondant à l'amplitude crête à creux :

$$R_t = Z_{\max} - Z_{\min} \quad (1)$$

avec Z hauteur de la crête par rapport au profil moyen.

- la rugosité moyenne R_a correspondant à l'amplitude du profil moyen :

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |Z^2| dx \quad (2)$$

Ce facteur, est très employé dans l'industrie, mais il est sujet à débat.

- la profondeur d'aplanissement R_p .

À ces trois critères, dont le premier R_t est physique et les deux autres R_a et R_p , sont statistiques, on peut ajouter l'écart-type s de la distribution :

$$\sigma^2 = \frac{1}{L} \int_0^L Z^2 dx \quad (3)$$

On définit ainsi un *taux de portance* T_{pZ} qui exprime, en pourcentage, la fraction portante du profil, à la profondeur Z . Le profil est alors caractérisé par une courbe de portance dite de « Abbott-Firestone » [BER05].

Les critères R_t , R_a et R_p sont déterminés directement à l'aide d'un calculateur en ligne, à partir d'un profil tracé en deux dimensions, 2D. Il peut être intéressant de visualiser l'état de rugosité d'une surface en traçant une série de courbes (2D), de façon à obtenir une nappe en trois dimensions (3D). Cette visualisation peut aussi être satisfaite, suivant l'échelle souhaitée, en observant la surface à l'aide d'un microscope électronique (MEB) ou à l'aide d'un microscope à force atomique (AFM).

Aux critères précédents, il convient d'adjoindre d'autres éléments, pour décrire les motifs (cratères, crêtes, vallées, plateaux...) et aussi pour rendre compte que la surface moyenne n'est pas toujours plane, mais peut être bombée, voire en cuvette. Il peut arriver, que, suivant le type d'usinage de la surface, on soit ramené à des cas simples et bien définis ; ainsi le profil peut être :

- *sinusoïdal* avec :

$$\sigma = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} R_a = 1.11R_a \quad (4)$$

- *gaussien* avec :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\pi}{2}} R_a = 1.25R_a \quad (5)$$

où σ représente l'écart-type. Dans ce dernier cas, on considère que la distribution des sommets est aussi gaussienne, auquel cas, l'écart-type σ de cette distribution est identique à celui du profil ; il en résulte alors que :

$$R_t \gg 6 \sigma \quad (6)$$

Toutes ces considérations sont importantes lorsque les surfaces sont sollicitées soit mécaniquement, soit chimiquement. Ainsi, si deux surfaces rugueuses S_1 et S_2 , avec des écarts-types σ_1 et σ_2 , sont en contact, on peut décrire ce système comme s'il était constitué d'une surface idéalement plane et d'une surface opposée dont l'écart-type σ serait défini par :

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 \quad (7)$$

Cette simplification permet de modéliser le contact et de prendre en compte le mode d'obtention de ces surfaces, par exemple le tournage, la rectification ou le polissage, qui vont agir directement sur les aspérités.

Annexe 3 : Fonctionnement du mode incompatible

On regarde plus précisément le fonctionnement de mode incompatible. Suivant Simo [ABA98] la formulation de mode incompatible peut être dérivé rigoureusement de la principe variationnel général de Hu-Washizu.

Dans la formulation de mode incompatible le gradient de déplacement $G = \frac{\partial u}{\partial x}$ est augmenté avec le champ de gradient de déplacement incompatible ajouté \tilde{G} :

$$\bar{G} = G + \tilde{G} = \frac{\partial u}{\partial x} + \tilde{G} \quad (1)$$

Le déplacement incompatible \tilde{G} est choisi interne à un élément. Le champ ne peut pas être choisi arbitralement. Il doit être indépendant du gradient de déplacement régulier.

$$\tilde{G} \cap G = 0 \quad (2)$$

En addition il doit être orthogonal à n'importe quel champ de gradient constant, ce que donne la condition :

$$\int_{e_t} \tilde{G} dV_{e_t} = 0 \quad (3)$$

Si cette condition est non respecté l'élément ne passe pas le test patch

La dernière condition est utilisé pour obtenir une forme général de mode incompatible souhaitable. On décrit le champ incompatible comme une transformation d'un champ de gradient paramétrique $\tilde{g}(\xi)$:

$$\tilde{G}(\xi) = \frac{j(0)}{j(\xi)} \tilde{g}(\xi) \cdot t^{-1} \quad (4)$$

où t est la transformation paramétrique dans le centre de l'élément $t = \frac{\partial x}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0}$, $j(\xi)$ est le

Jacobian de la transformation paramétrique dans la location ξ , et $j(0)$ est le Jacobian dans le centre de l'élément. Pour les éléments planaires le Jacobian peut être écrit comme

$$j(\xi) = h(\xi) \det \left(\frac{\partial x}{\partial \xi} \right) \quad (5)$$

où h est l'épaisseur

Substitution de l'équation (4) dans l'équation (3) permet nous créer une condition simple pour $\tilde{g}(\xi)$:

$$\int_{el} \tilde{G} dV_{el} = \int_{el} \frac{j(0)}{j(\xi)} \tilde{g}(\xi) \cdot t^{-1} dV_{el} = j(0) \left(\int_{par} \tilde{g}(\xi) dV_{par} \right) \cdot t^{-1} = 0 \quad (6)$$

Pour les éléments 2D cela devient

$$\int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \tilde{g}(\xi) d\xi_1 d\xi_2 = 0 \quad (7)$$

Cela fait possible écrire \tilde{g} comme un polynôme simple en ξ . La contribution principale à \tilde{g} peut être écrit sous la forme

$$\tilde{g}_p(\xi) = \alpha^i \xi_i \quad (8)$$

où α^i sont les degré de liberté vectoriels et ξ_i sont les vecteurs et la sommation i s'étend sur les coordonnées paramétriques. Dans le cas 2D les vecteurs ξ_1, ξ_2 ont la forme :

$$\xi_1 = \begin{Bmatrix} \xi_1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad et \quad \xi_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ \xi_2 \end{Bmatrix}$$

La contribution principale au gradient de déplacement incompatible maintenant devient

$$\tilde{G}_p(\xi) = \alpha^i \frac{j(0)}{j(\xi)} \xi_i \cdot t^{-1} \quad (9)$$

Avec l'addition de ces termes les contraintes parasitiques et l'effet de Poisson dans la distorsion sont éliminés. Notons que les vecteurs α^i dans \tilde{G} apparemment dans la forme similaire que les vecteurs de déplacement nodale u^i in G,

$$G = u^i \frac{\partial N_i}{\partial x} \quad (10)$$

et peut être traité similairement aux degrés de liberté de déplacement.

Bibliothèque Universitaire de Valenciennes



00900667